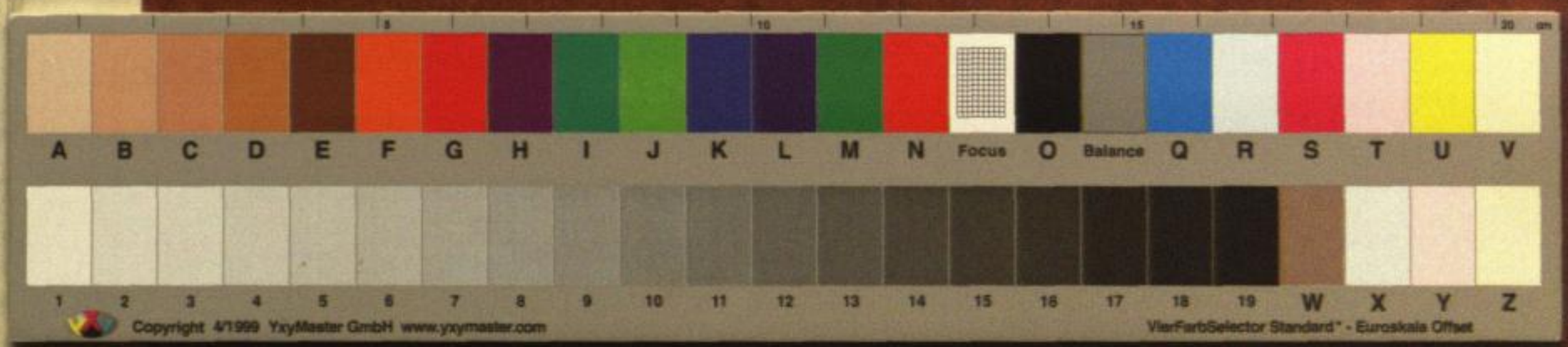


Maschinenbau

II Curs

vorgetragen

von

[Ferdinand]
F. Redtenbacher.

Carlsruhe d. 1849-50.

Inhaltsverzeichniß des zweiten Maschinenbau-Curses.

Hydraulik

Die Fortsetzung über Locomotive sowie das Uebrige befindet sich im zweiten Heft desselben Curses.

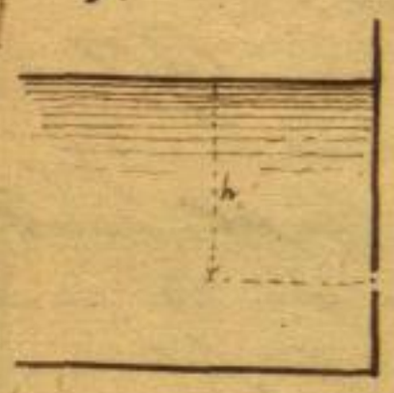
Wir haben in diesem Kursus zwei Hauptabschnitte zu behandeln. Im ersten Theile die Motoren Kraft u. Arbeitsmaschinen im zweiten die Fabrication u. die verschied. Gewerbszweige.

Als Motor haben wir vorerst das Wasser zu betrachten. Wir kennen das Wasser, als einen schweren, incompressiblen Körper, der sich nicht ausdehnt, u. dessen Theilchen gegen einander verschiebbar u. trennbar sind. Wir abstrahiren dabei von den andern inneren Molecularkräften, die bloß dann merklich hervortreten, wenn man es mit sehr kleinen Wassermengen mit Tropfen oder Wasserfäden zu thun hat, allein in der Mehrzahl der Fälle, die wir behandeln, können sie fließ über, da wir es meistens mit größeren Flüssen u. Strömen zu schaffen haben.

, Von dem Ausfluß des Wassers.

Erfahrung der Geschwindigkeit, mit welcher das Wasser aus einer Oeffnung in einer dünnen Wand ausfließt.

1.



Die Oeffnung befindet sich an der Seitenwand des Gefäßes.

Hier ist die Geschw. eines Theilchens ~~unter~~ das um h unter der Oberfl. sich befindet

$$v = \sqrt{2gh}$$

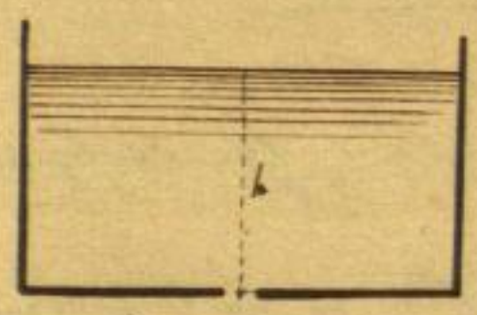
Da aber h am untern Theil der Oeffnung größer ist als am obern Theil so fließt unten aus das Wasser schneller aus. Die Mittl. Geschw. des Wassers, das aus der ganzen Oeffnung ausfließt, ist die Geschw. mit der das Wasser in allen Theilen gleich ausfließen müßte, damit in einer gegebenen Zeit gleichviel ausfließe, als bei der veränderlichen Geschw. wirklich ausfließt ist aber annähernd

$$v = \sqrt{2gH}, \text{ wo } H \text{ die Tiefe des Schwerpunkts}$$

der Ausflußoffnung unter dem Wasserspiegel bedeutet. Diese Annäherung stimmt genauer je kl. die Oeffnung im Vergl. zu H ist

Der zweite Fall den wir betrachten ist:

2. Wenn die Öffnung am Boden des Gefäßes sich befindet.

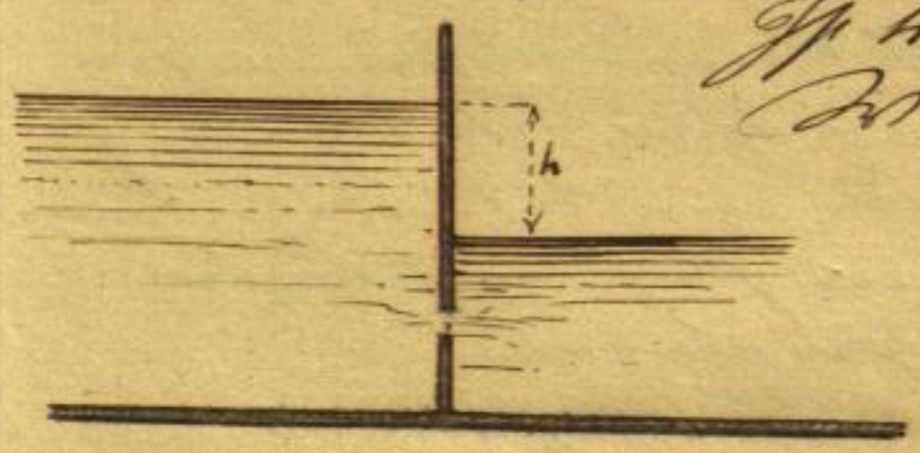


Hier ist die Geschw. mit welcher das Wasser in allen Punkten der Öffnung austritt, also auch die mittl. Geschw. gleich genau

$v = \sqrt{2gh}$

Nur ist wieder um so genauer, je kleiner die Öffnung im Verhältniß zu h ist.

3. Fall Wenn die Öffnung sich an der Seite aber unter Wasser befindet.



Ist h die Höhe d. Öffnung der Wasserspiegel so ist hier ja

$v = \sqrt{2gh}$

Da es oft vorkommt, daß man entweder v aus h oder umgekehrt h berechnen soll, wenn v gegeben ist so ist auf Seite 98 u. 99 Redtenbacher eine Zusammenstellung der Geschw. für verschiedene Druckhöhen.

Die Wassermenge, die pr. Sec aus einer Öffnung ausfließt, ist gleich nach dem Querschnitt u. nach der Geschw. d. h. = dem Querschnitt multiplicirt mit der mittl. Geschw., oder einer Geschw. die der mittl. sehr nahe kommt. Diese Wassermenge heißt man

Die theoretische Ausflußmenge.

Diese ist für den Fall I. u. II. $Q = A\sqrt{2gh}$ Cbm. pr. 1"

für den 3ten Fall $Q = A\sqrt{2gh}$ Cbm. pr.

Die erstere wäre richtig, wenn wir statt dem Querschnitt der Öffnung, den der Strahl hat, der aber nicht benutzt werden kann, oder wenn der Querschnitt des Strahls in jedem Punkt = dem Querschnitt der Öffnung wäre. Für den 2ten u. 3ten Fall ist blos die erste Bedingung nothwendig damit Q genau wird.

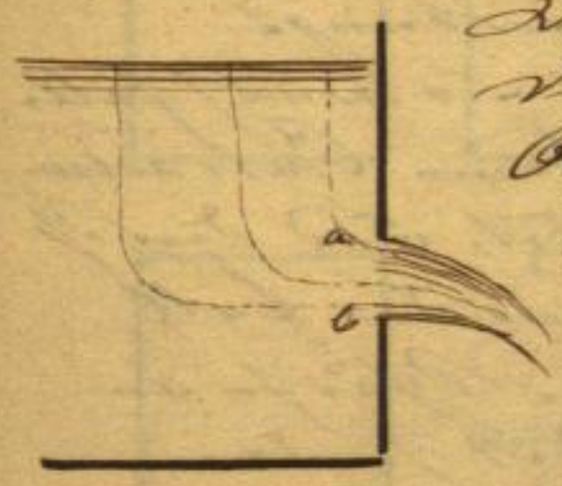
Für eine Ueberfallöffnung ist

$Q = bh\sqrt{2gh}$, wo b die Breite der Öffnung u. h der vertikale Abstand

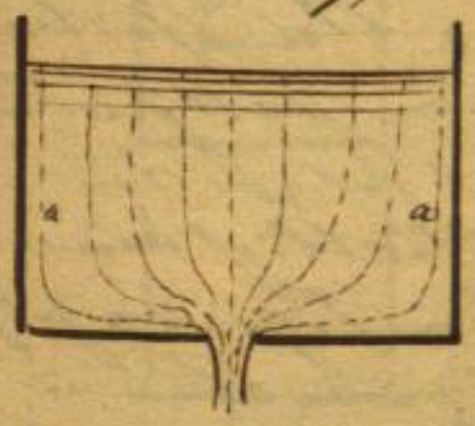
der Wasserspiegel über dem horizontalen Rand der Öffnung bedeutet.

Hierbei haben wir h zu groß angenommen d.h. wenn Ebene wie Wirbelsaum und Tiefe h bewegt sich mit der Geschw. Jedenfalls ist von der Oberfläche des Wasserspiegels aus h folglich ist auch h zu groß angenommen worden, wir wissen. Ausflußmenge kann daher unmöglich unser gefundenen H kommen.

Die Theorie: Wassermengen müssen um darauf die praktischen zu finden mit einem beobachteten Coefficienten multiplicirt werden, der um so näher der eins kommt so genauer unser Formel ist.



Der Wasserstrahl hat dasselbe wie dieselbe Querschnitt wie die Öffnung, da unter der Wirbelsaum, wie oben gezeigt wurde, eine größere Geschw. habe als gestreckter ausfließen wie, als die Wasserteilchen a. Es entsteht daher eine Contraction eine Zusammenpressung der Wasserteilchen ganz nahe vor der Öffnung.

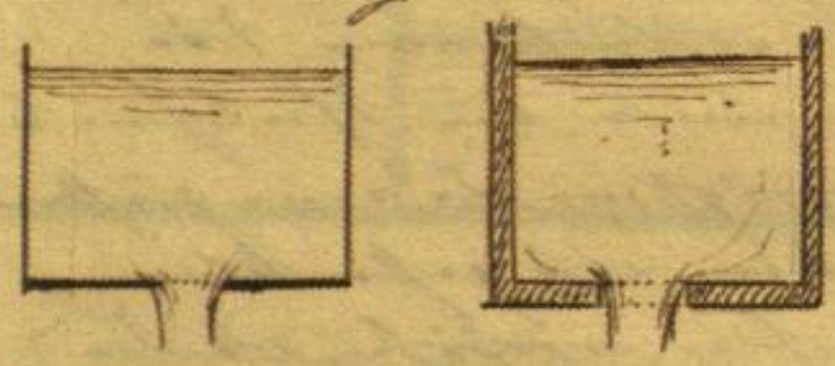


Ebenso ist es wenn die Öffnung am Boden des Gefäßes sich befindet hier bewegen sich die Wirbelsaum a erst fast vertical dann plötzlich wieder hin um und bewegen sich der Öffnung zu erhalten eine fast horizontale Bewegung die sich erst nach und nach in eine vertikale umwandeln kann. Fällt nun der Strahl mit dem Querschnitt der Öffnung fortgehen so müßten das Wirbelsaum a plötzlich seine horiz. Bewegung in die vertikale umtauschen, was nicht geschieht und auch nicht ist. Ist die Höhe der Wasser über der Öffnung zu klein so entsteht nun dieselbe Bewegung in dem Wasser die dann eine Wirbelsäumige Form der ausfließenden Strahl hervorbringt. Wie wir später sehen werden muß dieses besonders bei den Turbinen wenn sie dort

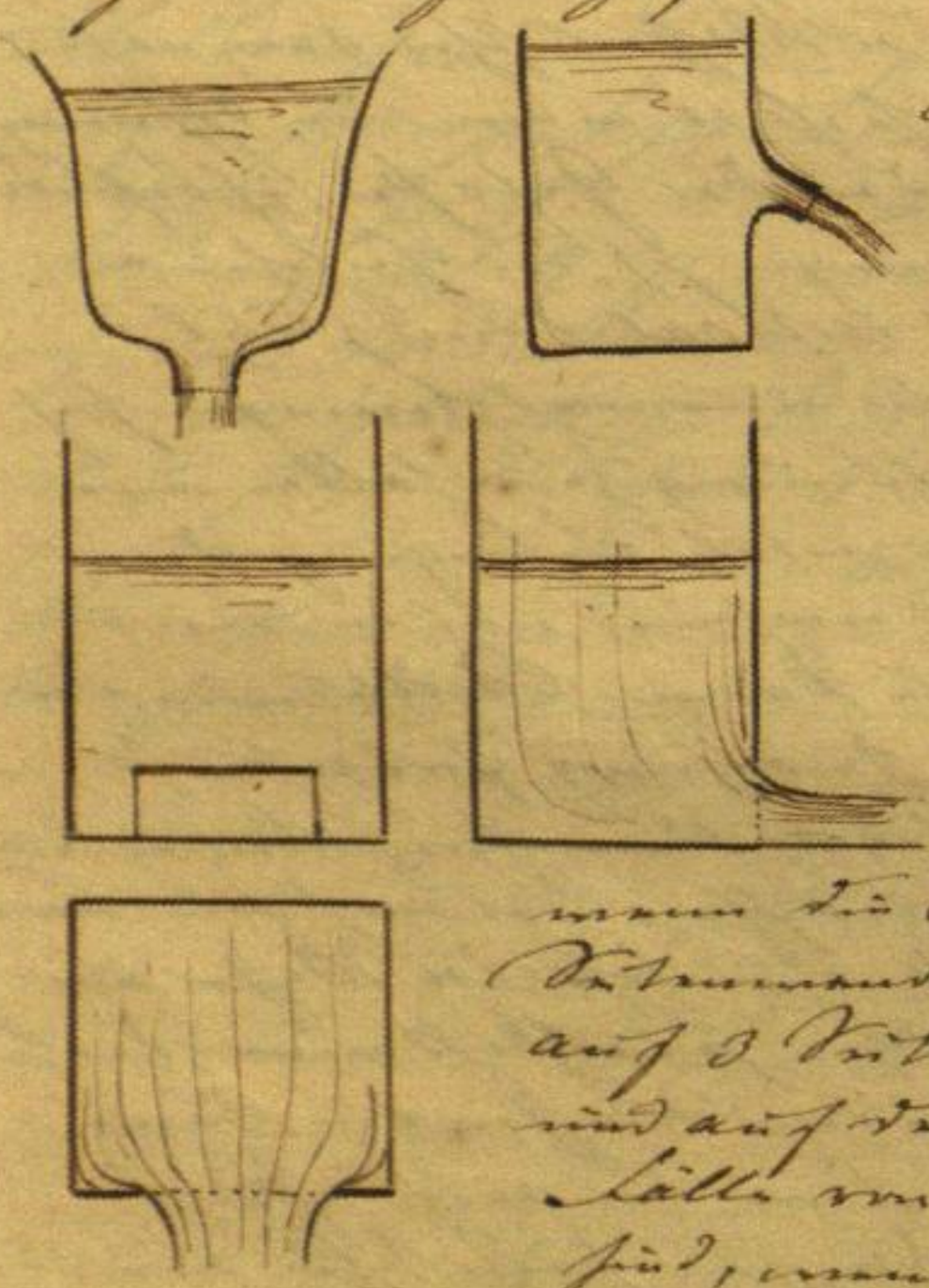
wurde. Hat die Öffnung eine Kreisform, so ist die Querschnitt des Strahles genau auch ein Kreis, der also kleiner ist. Ist die Öffnung aber ein Quadrat so bekommt der Strahl eine Achteckige Form. In einer gewissen Entfernung von Loch, hat sich der Querschnitt gerade um 45° gedreht. Dazwischen erfolgt eine Uebergangsform und etwas weiter fort erfüllt der Strahl wieder seine frühere Öffnungsform.

Dies geschieht, wenn die Öffnung am Boden des Gefäßes sich befindet. Es findet also hier nicht blos eine Contraction sondern noch eine mechanische Formveränderung statt.

Man begreift nun leicht, daß die Wandbildung keine Veränderung in der Contraction hervorbringt.



Nun gibt es aber auch Fälle wo gar keine Contraction stattfindet, und dies ist immer der Fall wo keine Schärfe an der Ausflußöffnung sich befindet sondern noch Uebergangsformen, wie es bei folgenden Formen der Fall ist.



Sodann gibt es noch Fälle, wo blos Scheinbar Contraction stattfindet. Dafür dient z. B. die Öffnung senkrecht am Boden wie Figur zeigt. Es findet zwar oben eine partielle Contraction statt allein an den Schärfen die Scheinen gerade fort.

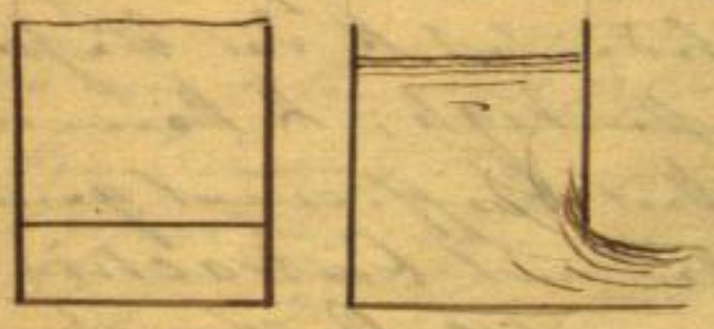
Und ähnlich ist es wenn die Öffnung senkrecht in einer Seitenwand sich befindet und auch auf 3 Seiten Contraction stattfindet und auf der einen nicht.

Fälle von unvollständiger Contraction sind, wenn die Öffnung am Fuß in einer Seitenwand sich befindet.

Vollständige Contraction. 13 Fall.

Contraction auf drei Seiten

Contraction auf zwei Seiten

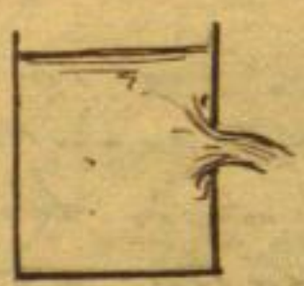


Oder wenn die Öffnung die ganze Breite der Wand einnimmt.

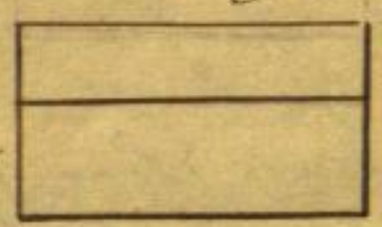
Vollständige Contraction haben wir also blos, wenn die Öffnung in der Mitte der Wand, also von allen Seiten weit davon entfernt. Sie besteht

Contraction nur auf einer Seite

13 Anordnung für einen Wasserfall.

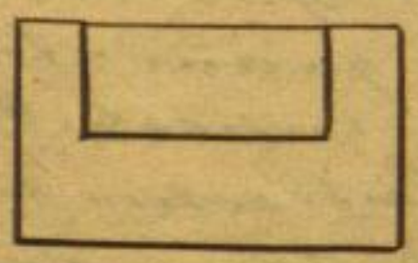


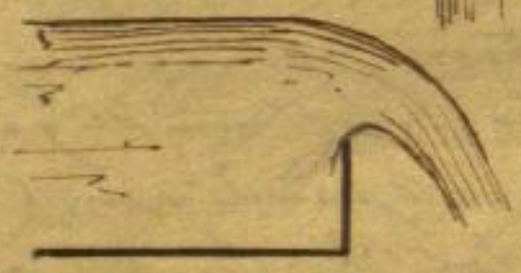
Vollständige Contraction



Ohne Leitung wird Contraction partiell keine

Bei dieser zweiten Anordnung für einen Wasserfall sehen wir, daß wir auch 3 Seiten Contraction haben nämlich unten u. partiell u. oben eine Leitung

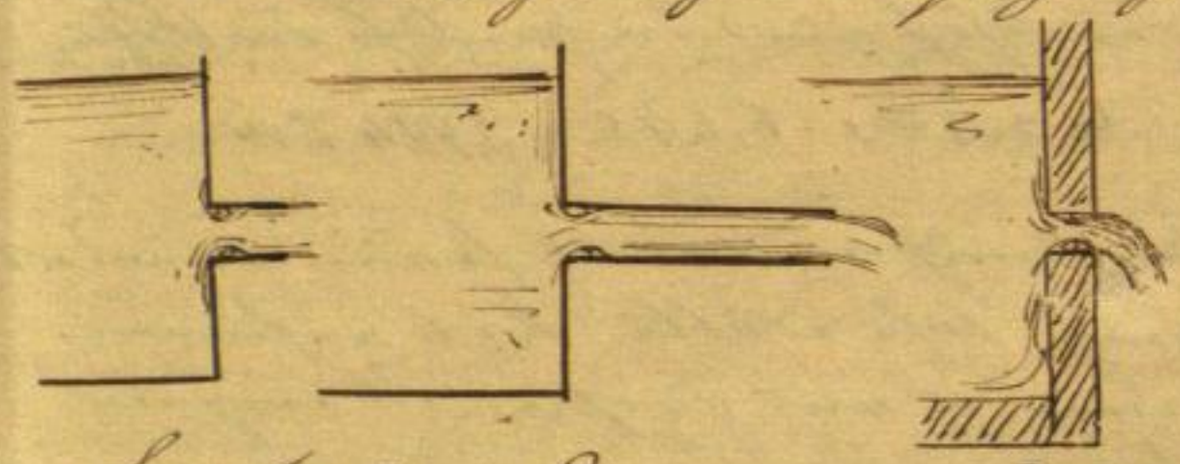




Meine Aufgabe hier ist also die das mittlere Q aus unseren gemessenen Normalien Q zu finden, u. so sagen wir allgemein ist das mittl. Q = Kolben. Q.

Ist die Contraction in diesem Fall eine acht Seiten
p. f. $K = 1,072 \cdot 0,601$ in Summa
$Q = 1,072 \cdot 0,601 \cdot 0,27 \cdot 6$.
Und ist die Contraction nur auf einer Seite
p. f. $K = 1,175 \cdot 0,601$
$Q = 1,175 \cdot 0,601 \cdot 0,27 \cdot 6$

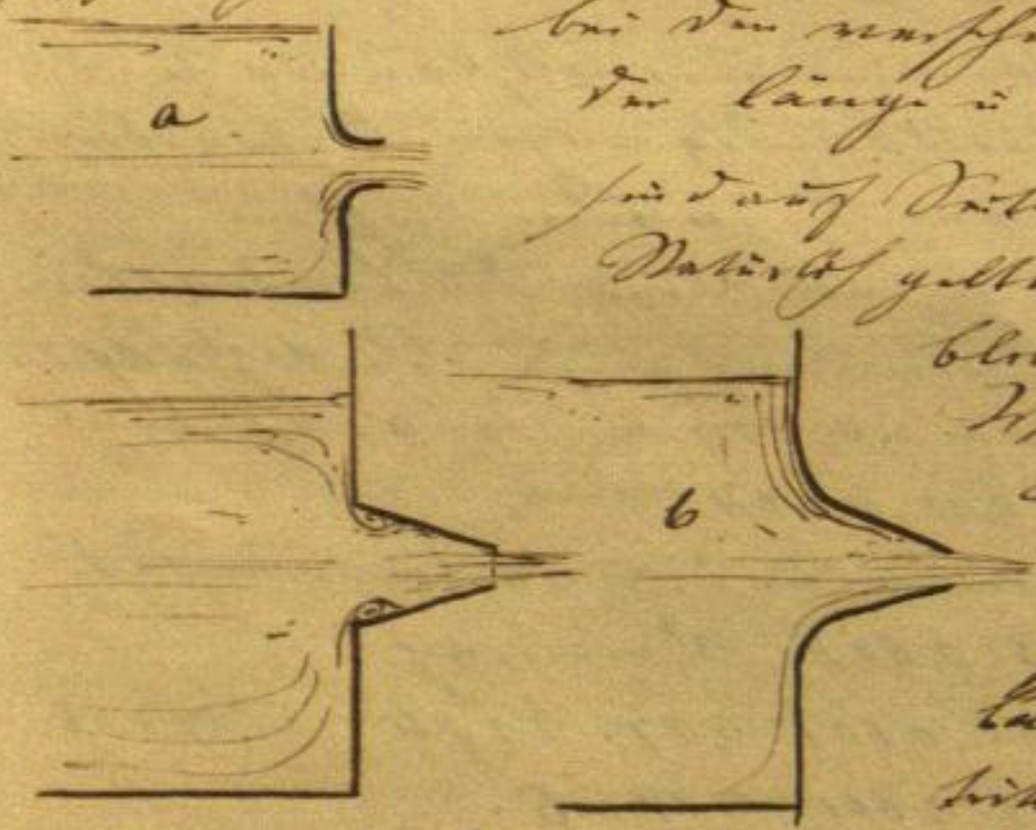
Schätzung der Coefficienten K für den Ausfluß aus kurzen cyl. Aufsatzröhren



Auch die dicken Wände können die Dicke der Wand als ein kurzes Aufsatzrohr betrachten.

Hier treten die inneren Molecularkräfte in Wirkung, das Wasserwasser tritt nämlich vermöge seiner Adhäsion mit demselben an die Oberfläche, und der Oeffnung, aus dem Gefäß, obgleich sein Ausfluß nicht gestört ist, denn der Strahl wird so contrahirt in dem man ihn ausgedehnt.

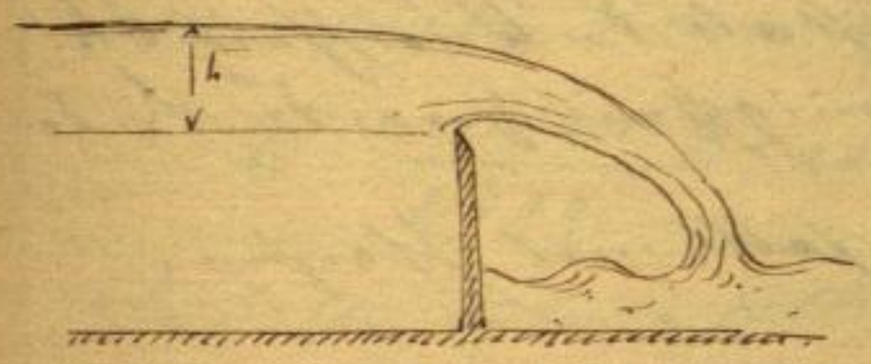
Wird das Aufsatzrohr aber länger, so wird zwar das Wasser auch mit dem Umfange der Oeffnung anhalten, allein seine Geschw. die durch ein kurzes Aufsatzrohr vergr. wird, ist in diesem Fall, wenn das Rohr lang ist durch die Reibung an dem Rohr geschwächt. Die Coefficienten für die Wassermenge bei den verschiedenen Verhältnissen der Länge zu dem Durchm. der Röhre sind durch Versuche 108 aufgestellt.

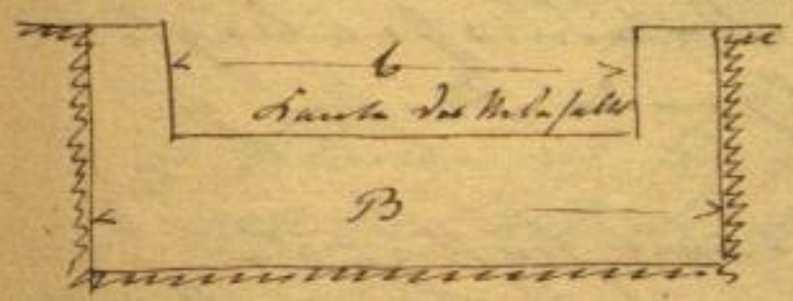


Natürlich gelten diese Coefficienten blos für die Fälle, wo das Wasser mit Contraction ausfließt u. nicht etwas in den Fällen a u. b.

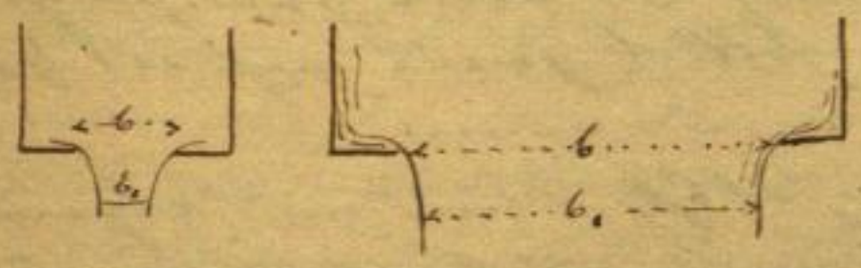
Für das Verhältniß der Länge zum Durchm. der Röhre 108 L/1 tritt das Wasser nach einer Ausdehnung aus. es ist daher $K = 0,62$. Wassermenge für conischen Aufsatzröhren S. 108. N: 127. (Versuche v. Rittel.)

Der Coefficient zur Berechnung der richtigen Wassermenge über Wehrböllen ist für uns von sehr grosser Wichtigkeit, da wir es oft mit Wehrböllen zu thun haben, u. wir wir später sehen werden wenn die Wassermenge unsers Baches ob-fließes am kleinsten u. genauesten misst, wenn man das Wasser stauet u. dann über eine scharfe Kante überfallen läßt.





Nach seinen Versuchen Poncelet u. Lesbros zahlreich u. sorgfältig genaue Versuche angestellt allein leider waren bei diesen Versuchen die Wehrfallöffnungen zu klein, nämlich nur 1-2 Decim., während man es mit Quadratmeter öffnungen zu thun haben. Und da natürlich bei grösseren Abflußöffnungen der Coefficient gr. werden muß, da das Verhältniß der Querschnitts der Öffnung zu dem des abfließenden Wassers bei kl. Öffnungen viel grösser ist, als bei grossen, so können wir diese Versuche nicht brauchen.



Castel ein sehr ansehnlicher Ingenieur hat dieser wohl eine u. selbst deßhalb Versuche u. etwas gr. Maßstab angenommen mit Meter breiten Öffnungen u. mittelgrossen Coefficienten gefunden als Poncelet. Und es ist sehr wahrscheinlich, daß bei noch grösseren Wehrfallöffnungen der Coefficient noch gr. wird d. h. sich der 1 immer mehr nähert. Allein da diese Versuche sowohl sehr umständlich u. sehr kostspielig sind so wurden bis jetzt noch keine angestellt. Wir müssen uns daher vor die Hand mit

Castelli Versuchen begnügen.
Redtenbacher hat nun aus diesen Resultaten der Versuche einen Regel aufgestellt zur Berechnung der Wassermengen überhaupt bei Ueberfällen

$$Q = \left(0{,}381 + 0{,}067\frac{b}{B}\right) bh\sqrt{2gh}$$

Diese Formel gibt jedoch nur richtige Werthe unter:

1. der Bedingung, daß der Wasserspiegel im Zuflußcanal wenigstens 5 mal so groß ist als der Querschnitt bh
2. die Br. des Ueberfalls wenigstens $\frac{1}{3}$ von der Br. des Zuflußcanals beträgt
3. die Oeffnung des Ueberfalls mit scharfen Kanten versehen ist.
4. die Kante des Ueberfalls wenigstens in einer Höhe 2h über dem Niveau des Unterwassers liegt.

Diese Bedingungen sind folgender Maßen zu erklären:

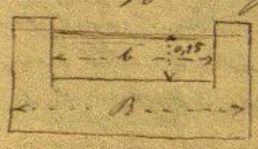
Die erste ist deßwegen nöthig, weil sonst zu der Geschw. durch den Stoß noch die noch. Geschw. des Zufließens des Wassers hinzu kommen, wenn nämlich das Wasser hinter dem Ueberfallbrett eine solche Höhe geben, daß durch Gefälle im übrigen Theil des Wassers = 0 wird.

Die zweite Bedingung ist nicht so leicht zu erklären. Es ist auch höchst wahrscheinlich ein Fehler i. selben. Wenn die Breite des Ueberfalls einen gewissen Grad überschreitet, denn warum soll b grade nur als $\frac{1}{3}$ B sein?

Die dritte erklärt sich von selbst, denn mit abgerundeten Kanten tritt das Wasser mehr mit Contraction aus.

Die 4ste muß so viel sagen, als der Bindegliedes im Wasser muß so tief liegen, daß das zu stehende gerade hinzugetretene Wasser nicht stau und auf das überfließende nachkommende Wasser wirken kann.

Beispiele zum Gebrauch der Tabelle S. 111 u. 130.



Es sei $b = 4^m$ $h = 0{,}25^m$

$\frac{b}{B} = 1$, dann ist aus Tab. 130

$Q = 245{,}2$ per. 1 Mtr. Breite d. Oeffnung

folglich auf 4^m Breite $Q = 245{,}2 \cdot 4 = 980{,}8$ Liter $= 0{,}9808\ C^m$.

Ist für dieselbe Öffnung $\frac{b}{B} = \frac{1}{2}$
so haben wir aus Tab. 180.

$$443 \text{ bh}\sqrt{2gh} = 245{,}2 \text{ p. 1}^{\text{m}} \text{ Breite in C. Fuß}$$

Diese Ausflußmenge $= (0{,}381 + 0{,}062 \frac{b}{B})\, bh\sqrt{2gh}$
dasselbige $= 0{,}443 \cdot bh\sqrt{2gh}$ p. b. ^{m} Breite in C. ^{m}

Um also dasselbe Quantum aus diesen zu erhalten müssen wir dasselbe durch 0,443 divid. u. mit $(0{,}381 + 0{,}062 \frac{b}{B})$ mult. wir erhalten demnach.

$$Q = \frac{0{,}381 + 0{,}062 \frac{b}{B}}{0{,}443} \cdot 0{,}443 \cdot bh\sqrt{2gh} = \frac{0{,}381 + 0{,}062 \frac{b}{B}}{0{,}443} \cdot 0{,}2452$$

Seite 110 unten erhalten wir für $\frac{b}{B} = \frac{1}{2} = 0{,}50$

$$\frac{0{,}381 + 0{,}062 \frac{b}{B}}{0{,}443} = 0{,}930$$

Es ist demnach $Q = 0{,}930 \cdot 0{,}2452 = 0{,}228$ C. ^{m} p. ^{m} L.
und für 4 M. Breite $Q = 4 \cdot 0{,}0228 = 0{,}912$ C. ^{m}

Ueber den Erschöpfung der Wasserbecken im Allgemeinen.

Das Wasser, wenn es auf der Erde vollkommen sich e. Bassin ein versammelt, der Sonne i. der Wärme. Die Wärme, theils Sonnenwärme, theils Sonnenwärme, bringt eine Verdunstung des Wassers hervor. Diese verdunstete Theilchen steigen auf u. existiren so lange als dem Flüssigkeitsgrade, bis sie durch Abkühlung eine Änderung des Aggregatzustand erleiden d. h. nämlich sich dann entweder wieder in Wassertropfen ed. in Eis. Im erster Fall bilden sie der Regen im zweiten Fall Schnee ed. Hagel. Kommt das Wasserdunst auf der Erde an so läuft es auf der Linie des größten Gefälles ab. Zuerst als dünne Wasserhäutchen, diese vereinigen sich zu d. Bächen Adern, auch diese vereinigen sich zu kl. Bäche, diese zu gr. Bäche, diese zu kl. Flüsse. Vereinigen sich diese zu entstehen gr. Flüsse, Ströme und diese vereinigen sich wieder in Bildung des Meer. Wir sehen also, daß das Wasser vermöge dieser beiden Kräfte, die cyclische Bewegung macht, erst aufsteigend.

Tauwasser der Sonne wieder fallend.
Mittel des fallenden Wassers dringt nun in die Risse der Erde ein u. tritt dann als Quellen an andern Punkten heraus. Kann es nicht vor den höhern gelegenen Punkten direkt nach der niedergelegenen abfließen, so bildet es Seen, aus denen es dann erst abfließen kann.
Die Bäche, die durch das Abfließen des bloßen Regenwassers entstehen nennt man Regenbäche; diese trocknen meistens im Sommer aus, u. geben nur Wasser, wenn die Regenjahreszeit wieder anfängt. Man muß sich also wohl hüten einen solchen Regenbach zu technischen Zwecken zu benützen, in welchem Fall dann nur ½ Jahr das Jahres kein Wasser hätte zum Betrieb. Dagegen nennt man die Bäche, die entstehen aus dem durchsickernden Wasser, das sich in colossalen Massen in Höhlen der Innern der Erde sammelt, u. daher ganzjährig Wasser geben, Quellenbäche. Diese sind sehr gut dafür zu technischen Zwecken zu benützen, besonders auch deßwegen, da diese Bäche an der Quelle gewöhnlich mit der wärmern Temperatur der Innern der Erdoberfl., v. 5-6° ausstreten u. daher nicht leicht im Winter gefrieren.
Außer diesen 2 Bacharten kann man noch die sogen. Gletscherbäche unterscheiden.
In die Niederungen, wenn Schnee fällt, verwandelt er sich sehr selten in Eis sondern schmilzt, wenn nun die Temperatur einmal sehr schnell steigt, läuft als Wasser ab, wird zum Theil ev. sickert in die Erde.
Fällt aber in hochgebirgigen Gegenden, so fällt er gleich in so enormen Massen, daß er eben nicht alle weggeschmolzen werden kann, besonders auch, da dort es fast alle Nacht wieder gefriert. Für sich, wenn mild Temperatur eintritt schmilzt ein Theil des Schnees durchsickert dann in den Schnee u. fließt schließlich als Bäche ab. Gefriert es nun, so verwandelt sich der durchsickerte Schnee in Eis u. bildet Gletscher, die abfließenden Bäche heißen daher Gletscherbäche.
Zu einem technischen Benützen dieser Gletscherbäche ist gar nicht zu denken, da dieselben eben im

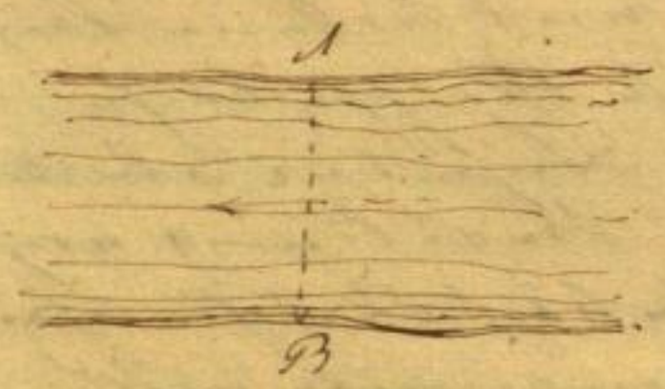
Winter äußerst wenig Wasser führen, während sie im Sommer mit fürchterlichen Wasserströmen angefüllt sind, die nur vorübergehend wirken können, da sie nicht selten auch aus bedeutenden Höhen herabstürzen in Folge alles mitnehmen, was ihnen im Weg steht, so daß ihr ganzes Gebiet verheeren i. verwüsten. Was uns aber hier interessiert, von diesen Bächen zu sprechen, ist ihr sehr gr. Nutzen zur Regulierung der Abflüsse in unseren gr. Flüssen. Denn diese würden im Sommer natürlich viel trockener bleiben als im Winter, wenn nicht diese Gletscherbäche ausgleichend auf sie wirkten. Besonders aber die gr. Seen machen diese Regulierung noch vollständiger da dem Gletscherbach durch ihn gewissermaßen die wilde Wucht genommen wird. Auf mich hat hier eine im gesteigerten Wasserzuwachs von Gletschern und den Seen fließen bis dessen Zeiger nur im merklichst erhöht. Wir erkennen daraus den gr. Nutzen der Seen. Wo so ein Wildbach nicht durch einen See geht, mündet er eben unmittelbar in seine Mündung.

Diese 3 Arten von Bächen kommen aber nicht isoliert vor. Gewöhnlich der Regenbach. Aber ein Quellenbach ist gewöhnlich zugleich ein Regenbach. Für die Gegend würde es besser sein, immer blos Quellenbäche wären, da man sich in andern Fall gegen die mehrende Kraft der zu gr. Wassermassen zu schützen muß, die in den Regenzeiten eintreten werden. Ebenso ist ein Gletscherbach oft auch noch zugleich Quellen- i. Regenbach, denn wo Gletscher sind, da gibt es auch Quellen i. Regen.

Soll nun Wasser mit einem Wasserzuführen, so muß man sich erst über dessen Wärme Klarheit verschaffen, und wirklich sind in dieser Hinsicht schon sehr grobe Verstöße vorgekommen, daß man eben eine Fabrik an einen Regenbach anlegte, i. dann blos ½ Jahr immer arbeiten konnte i. das andere Halbjahr entweder zu wenig od. gar kein Wasser zum. Es wird selten

Das Wasser an sich für sich betrachtet als Körper ist kein Motor; aber dadurch daß es eine schwere hydraulische Körper ist kann es auf 3 Arten zum Motor werden.

Erstens wenn es sich in einem bewegten Zustand befindet, wo dann seine lebendige Kraft benutzt werden kann od. es kann zum Motor werden, wenn es sich durch seine Schwere von einem höhern an einen tiefer gelegenen Orte bewegt.



Drittens wirkt noch ein Effect liefert ein Wasser wenn Q die Menge p Sec. ist die ausfließt v die Geschw. des Wassers ist etc.

$$(E_a) = \frac{1000\,Q}{2g}\,v^2$$

hier ist vorausgesetzt daß blos das Wasser durch seine lebend. Kraft als Motor wirkt.

Nehmen wir aber jetzt ein Wasser von bedeutenden Gefälle an, so daß es durch seine Schwere mittel

Ist zb. sein Gefälle $\frac{H}{AB}$ so fließt das Wasser auf der Linie AB. wie H vertical, u. ist Q wie vor die Wassermenge die p Sec. über diese höhe Gefällt fließt so ist der abs. Effect dieses Wassers

$$(E_a) = 1000\,Q\,H$$

Die Geschw. die das Wasser u. Effect kann man nur mittelst Wasserflügeln, da es in B ja aufhört mit einer gew. Geschw. abfließen muß, die wenig von der Geschw. u. Effect differirt.

Nun wird aber gefragt welche Effect entspricht einer gewissen Flußgebiet.

Es gb. folg. Fälle: Der Fluß A B C und das gesammte Gebiet das Wassergebiet der Alz (d. h. alle Quellen innerhalb dieses Gebietes ergießen sich in die Alz) Das Stück z. Schlängeln u. Krümmungen gibt einen Punkt f an dem die fließend

Wassermenge q ist und seine Höhe über $z = z$
so ist $\frac{E}{a}$ durch Gleichung $1000\, q z$
q ist aber = $d f w$ wo f der Flächeninhalt des Querschnitts und w Geschwindigkeit.

$$\frac{E}{a} = 1000\, d f z$$

Berechnet man nun den Effect jedes einzelnen Gefälles i so summirt sich endlich der ganze Effect des Gebirges.

$$\left(\frac{E}{a}\right) = 1000 \cdot d V$$ d nun ist durch ein Volumen ausgedrückt.

und dieses Volumen summirt gibt V.

Benutzt man die lebendige Kraft des Wassers, in welchem Falle keine sehr große Wassermasse vorhanden sein müssen, so sind keine besonderen Vorrichtungen nöthig um diese Kraft aufzufangen, sondern man stellt eben die Wasserräder dem fließenden Wasser entgegen, wodurch das Rad gedreht wird.

Wird aber das Gefälle eines Wassers benutzt so sind mannigfaltige Vorrichtungen zum Auffangen des Wassers nöthig.

Es muß das Wasser auf einen Punkt concentrirt werden d. h. das Wasser muß gefaßt, gelastet u. so concentrirt werden, was durch Röhren-Canäle u. Wasserleitungen geschieht. Man kann nämlich das natürliche Gefälle nicht benutzen, sondern es muß das Wasser gefaßt werden u. so an einem Punkt ausfließen gemacht werden.

Eine Wasserleitung ist ein Canal in das Wasser, durch welchen das natürliche Gefälle des Wassers in ein künstliches umgewandelt wird. Das Wasser wird dadurch gefaßt u. an einem Punkt concentrirt.

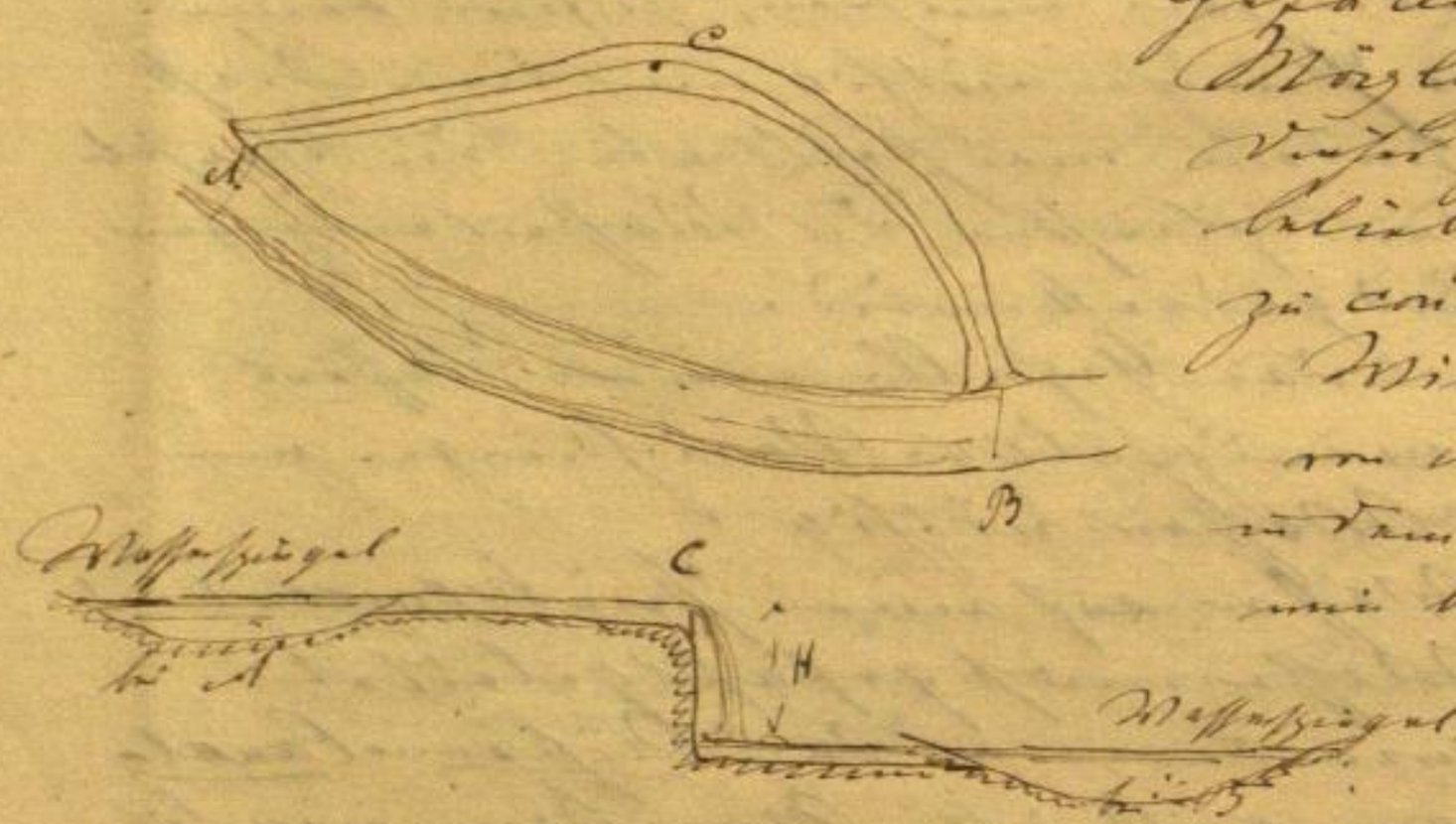
Die Umstände, in welchen die Errichtung einer Wasserleitung zweckmäßig oder nothwendig ist sind auf Seite 112. u. 132 angeführt

Der Grund liegt daher, daß die Höhe des ~~ausfließenden Wassers~~ Wasserspiegels nur um mannigfaltige Massen muß, damit sie eine bedeutend größere Wassermenge ausfließt,

Da die Gefährlichkeit der Ausflüsse sehr bedeutend ist bei solchen Wasserfällen.

Die Wasser darf nicht zu schnell werden, da sonst wahrscheinlich das vorliegende Land unter Wasser kommt u. dann die Kosten einer solchen Anlage für Schutzdämme zu enorm werden würden. Es soll kein Wasser über 48 m. gehen, da dann das Gefälle durch einen Canal mit billigen Kosten wird ausgeführt werden kann.

Ein Canal ist eine Wasserleitung, durch die man vorhandenen Gefälle, das zwischen 2 Punkten vorhanden ist, concentrirt an einem beliebigen Punkt der vorliegenden Localität vorlegen kann. Es gb. zwischen den Punkten A u. B ein bedeutendes Gefälle, es ist die theoretische Möglichkeit vorhanden, dieses Gefälle an einem beliebigen Ort C für zu concentriren.



Wir führen nämlich von A C einen Canal, in dem das Wasser so hoch wie bei A steht u. von C bis B einen Canal dessen Wasserspiegel höher liegt wie B, so daß wir bei C das ganze Gefälle v. A B concentrirt erhalten.

Theoretisch ist es also möglich u. einen welchen Ort die Fabrik C gelegt werden soll. Praktisch aber ganz u. gar nicht.

Die Umstände für die Anlage einer solchen Fabrikanlage sind auf Seite 114 angeführt.

C. sind schon sehr interessante Fälle vorgekommen, wo der Umstand 3 in Anwendung kam. Es gab ein Weinsteinthal, wo jeder Stiftland um den Fluß C. gantschen ist u. zwar sehr steiles Felsgestein. Es daß man nicht mehr anbauen konnte. Nun sollte eine Fabrik A auf ein bestimmtes Stück Land, das der Fabrikherr C. haß, angelegt

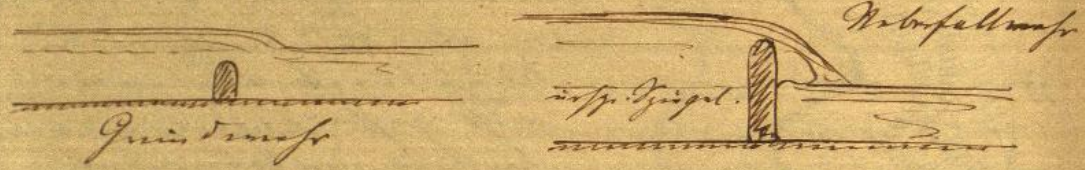
mußten, ist zwar nicht
nöthig das ganze Gefälle al
so etwa 50' benutzen. Die
Wehre dürfte aber natürlich
nicht gestaut werden da
sonst die im liegenden Ländereien
von Wasser
getroffen wären.
In diesem Fall gröbmen
durch den ganzen Berg B
einen Stollen, legte einen
Canal hinein u. concentrirte auf diese Weise
das ganze Gefälle v. a bis b an dem Punkt A,
wo die Fabrik angelegt werden sollte. Wir
sehen daraus das interessante Resultat von wie
großer Wichtigkeit die Anlage eines Canals
in technischer Hinsicht ist.

Ebenso die Umstände der Localverhältnisse
zur Anlage, sowohl eines Wehres als auch eines
Canals, sie müssen beide angelegt werden. Und
dieses geschieht auch in den meisten Fällen.
Haben wir z.B. auf einer sehr langen Strecke ein
bedeutendes Gefälle, ist aber der Wasserspiegel sehr
unbedeutend, so erheischen diese Umstände schon zur Anlage
eines Wehres u. eines Canals. Ein Canal muß
angelegt werden, da das Gr. Gefälle auf einer
sehr langen Strecke sich vertheilt in ein Wehr muß
gebaut werden, damit der Wasserspiegel wenigstens
glatt hoch bleibt. Durch jedes einzelne dieser
beiden Anlagen wird man in diesem Fall nicht
zum Ziel gelangen.

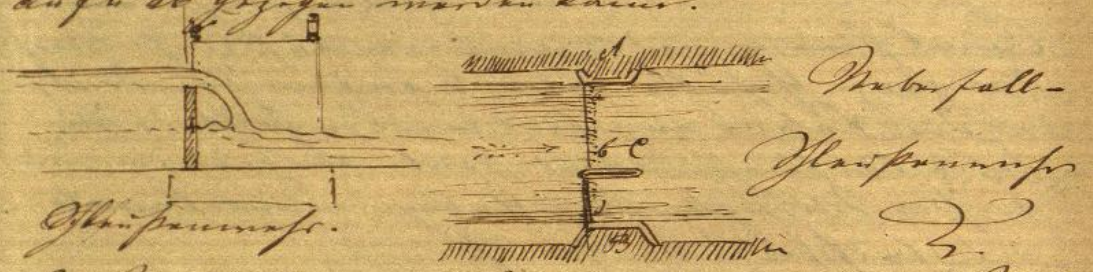
Wir können also geschwindt auf die Wehre
construction gehen.

Wir unterscheiden 1. Grundwehre
2. Ueberfallwehre
3. Flußbauwehre u. dann
eine Combination v. Ueberfall u. Flußbauwehre.
Das Grundwehre ist nur sehr wenig der gewöhnlichen
niederer als der natürliche Wasserspiegel.
Das Ueberfallwehre hat eine Höhe die über der

ursprünglichen Wasserspiegel hier ein Kreis



Ein Stauwehr ist ein solcher Bau, dessen Stau- und Wirkung je nach Bedürfniß verändert oder ganz aufgehoben werden kann. Gewöhnlich besteht ein solches Wehr aus einer Drallwand die aufgezogen werden kann.



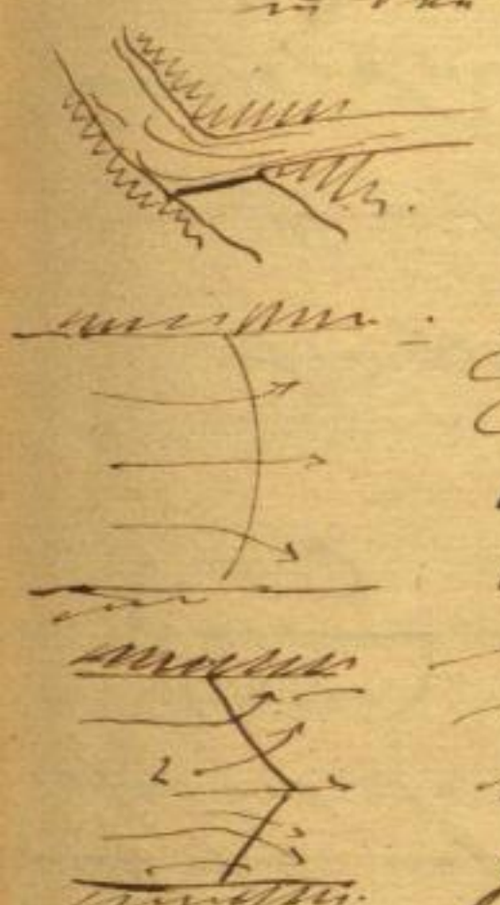
Die Umstände, welche bestimmen, was für ein Wehr erbaut werden soll sind auf Seite 113 u. 133 angeführt. Haben wir uns entschieden was für ein Wehr gebaut werden soll so ist die Frage, wie soll es gebaut werden. Da muß man aber wissen wie hoch u. wie breit muß das Wehr gemacht werden.

Die Wasserdurchlässe eines Wehres, das gebaut werden kann sind folgende.

In den genauesten Fällen wird No. I gemacht, da sie am billigsten u. einfachsten ist. Sie hat aber einen Nachtheil, daß sich der Wasserspiegel zwar bedeutend und der Fluß weiter durch Wassermangel riedet. Denn die Höhe des Wasserspiegels muß aber sehr bedeutend höher sein, damit ein viel gr. Wassermenge überfließt, da aber die Breite gering ist.

No. II ist kostspieliger als I., dann ist eine spitze Anordnung die manchmal Verstärkung gar u. Eis und einzuführen bringt. Es kann diese Schiefe aber auch vortheil.

fast sein. Ein Vortheil ist dann, daß der Wasserspiegel etwas regelmäßiger bleibt, jedoch nicht viel mehr, wenn die Schleuse nicht gar zu groß wird. Der einzige große Vortheil ist also seine Ableitung des Wassers, wenn wir es einen Canal anlegen, in den das Wasser geleitet werden soll.

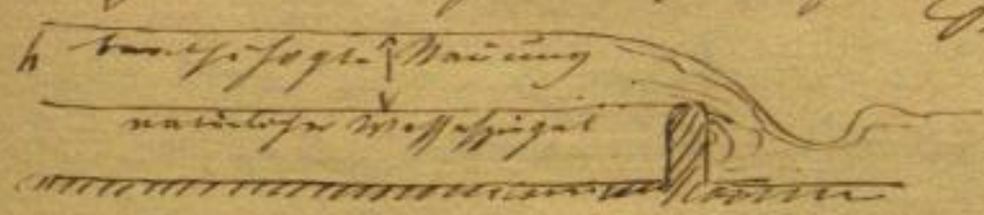


No. III. ist nicht am besten darum. Vortheil ist ein Gegentheil Schleuse, in einem ständlichen. No. III kann auf ein geteiltes gestellt sein, in welchem Falle es für den Obermesser besser als für den Untermesser. Nachteil ist es die erste Anordnung. Ebenso ist es mit No. IV. Anordnung 1 u. 2. Dieß habe aber den Vortheil daß die Ausdehnung der Wehre schon ziemlich bedeutend werden kann, durch die der Wasserspiegel sehr gut regulirt wird.

Anordnung 3 & 4. ist in der Art sehr vortheilhaft, daß man ihr dem Wehr eine ganz beliebig große Ausdehnung geben kann. In Betracht ist diese Anordnung gut, da das Wasser eingangs die Ufer frei an nur die Mitte der Flüsse angreift, was ganz gut ist. Wir haben also nichts auszusetzen an diesem Wehr ab, daß es kostspielig ist, da es sich ziemlich ausdehnt.

Die erste I in der letzte V Anordnung des Wehres sind also die besten in den mitdauernden in den meisten Fällen seinen Zweck erreicht.

Nun handelt es sich also noch um die Höhe des Wehres. Diese kann man in den meisten Fällen ohne Rechnung angeben, die ist gewöhnlich bis 1-2 decim. Meiner als die Mündung. Das ist es besser, man muß es in der erfahrt. Zur Berechnung dieser Höhe muß man aber auf ausser ob ein Wehrfall od. Grundschwelle angelegt werden soll.



Nehmen wir einmal ein Wehr des gerade die Höhe des Wasserspiegels hat, so ist die Wassermenge

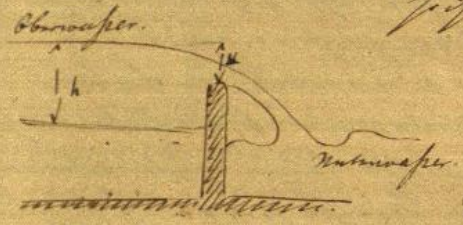
$Q = 0{,}576\, b h \sqrt{2gh}$ (Seite 112)

Ist die abfließende Wassermenge die überfließende soll = Q so haben wir also die Größe der g größe Gerade in überfallmasse.

Ist die Wassermenge die abfließen soll > Q so ist das Wehr zu niedrig gemacht, es muß demnach ein Überfallmasse gemacht werden

Ist Q > als die abfließ. Wassermenge so muß ein Grundmasse gemacht werden.

Wenden wir jetzt zu einer Wasserfallmasse

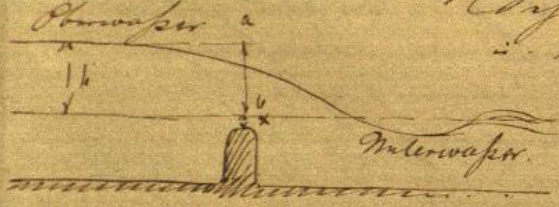


ist

$$Q = 0{,}576\, b x \sqrt{2gx}$$

demnach $x = \left(\frac{Q}{0{,}576\, b \sqrt{2g}}\right)^{\frac{2}{3}}$

Wird ein Grundmasse gemacht so finden wir diese Höhe folgend: Diese wie eb als freier Wasserfall u. x als Öffnung unter Wasser so so finden wir

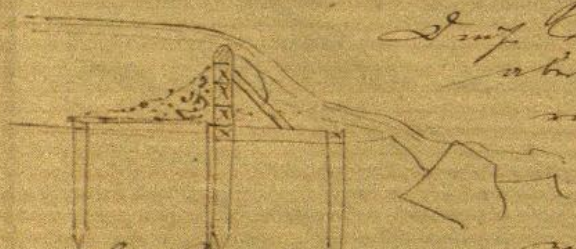


$$Q = 0{,}576\, b h \sqrt{2gh} + 0{,}62\, b x \sqrt{2gh}$$

Und Grundmasse $x = \frac{Q}{0{,}62\, b \sqrt{2gh}} - 0{,}92\, h$. S. 114.

Dies sind die Berechnungen für die gewöhnlichen Fälle. Nun können aber Fälle vorkommen, wo diese Berechnung gar nicht so einfach wird.

In der Planung Gewerbe in Betrieb, wo es darauf ankommt, daß alles möglichst vollständig angewendet wird, kann man die Wehre folgend machen.



Durch Wehreinrichtungen können wir in Wasser u. Straßenbau vorwärts gehen daher muß in die Detail eingehen.

Wir werden also jetzt zu den Canälen übergehen.

Die Umstände die zur Erbauung eines Canals

vi. zur Erbauung sowohl eines Canals als auch einer Schleuse Behufs haben wir oben schon besprochen.

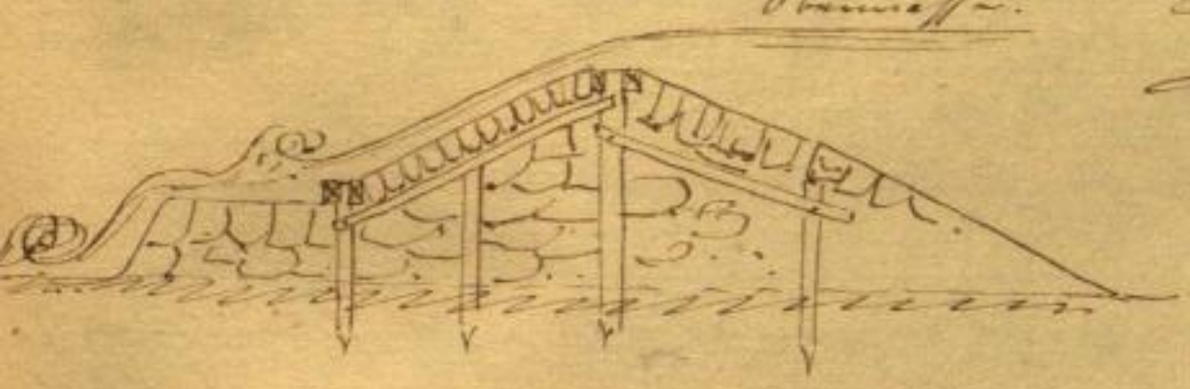
Soll ein Canal angelegt werden, so muß folgendes bekannt sein u. bestimmt werden.

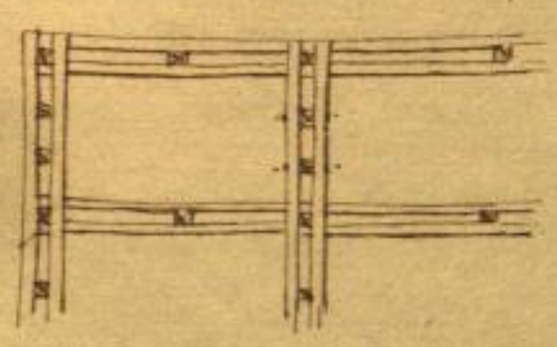
1. Die Anfangs- u. Endpunkte des Canals.

Das Gefälle soll dasselbe wenigstens 3-4 Meter betragen, da wir sonst weit zu gehen in Wasserwerk haben müßten um eine gleiche Wirkung hervorzubringen. Hierdurch werden diese beiden Punkte bestimmt.

2. Wie soll der Canal geführt werden. Gerade oder krumm. Dieses hängt von den Localverhältnissen ab. Wenn ein gerader Canal gemacht werden so soll er gemacht werden, denn er ist wohlfeiler als ein krummer. u. er wird immer bei einem gr. weniger an Gefälle verloren gehen, wie bei einem krummen.

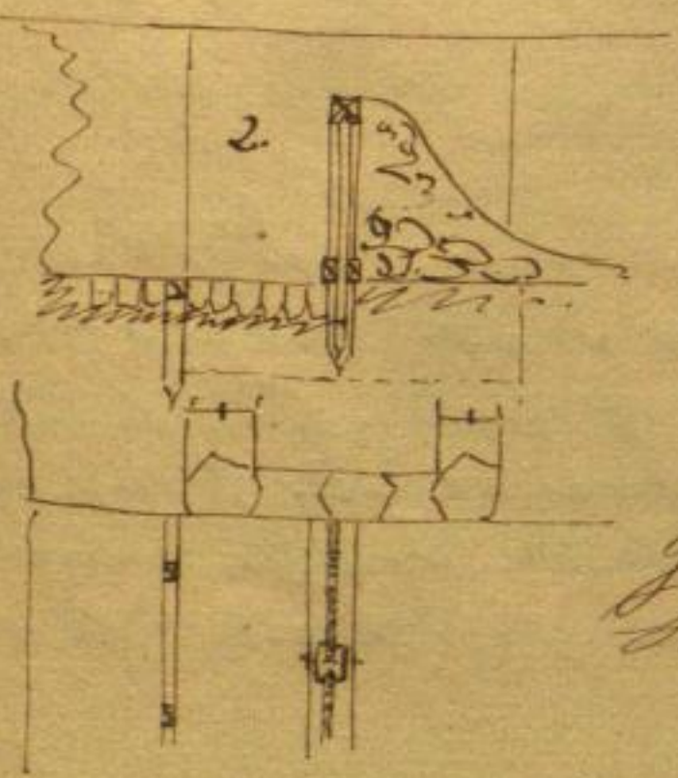
3. Ob die Fabrik oberhalb od. unterhalb des Canals angelegt werden soll. ——— (Ueber. folg. Seite.)

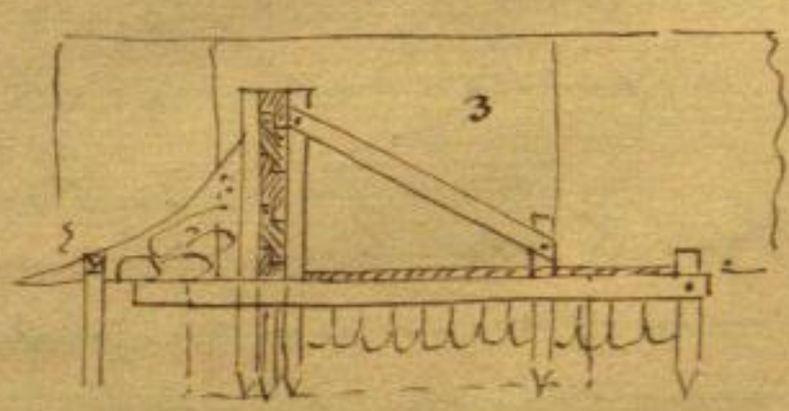




Diese Anordnung hat den Nachtheil, daß man sie nicht ausbessern kann, denn wenn das Holz einmal anfängt zu faulen, so muß das Ganze abgerissen u. neu erbaut werden.

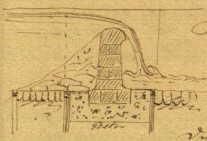
Die andern Anordnungen sind neuer. Die Zweite ist eine mit dem Wasserstande steigt, da man aber sogleich sieht, wo es fehlt, wenn einmal ein Mangel an dem Wehre vorkommt. Wird das Wehr aber höher, so muß man dasselbe nach diesen Arbeiten od. Werke





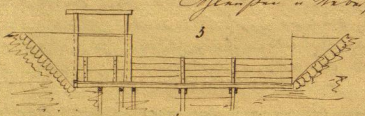
Wasserthürme geben wie No. 3
Im Fluthfallen geschlägt sich das Wasser auf eine Lederklappe und

4.



mit Steinen an sie gebrochenen Erdblöcken.

Anordnung dieser einer Steinmauer Wehr auf Pfähle, zu welchem Zweck Fundamente angebracht sind. Der Wasserspiegel wird durch den Damm und Abgleitung in dieser Weise nicht gehoben. Anordnung: gestattet ein Überspringen u. Wasserfall nach einem Steinkorb.



Bestes das Wasserfall nach, links die Steinen. Das Wehr ist auch wieder Pfähle abgeglichen. —

Wie gehen fort mit der zu reparier obigen Fr. 3.

Wenn ich zu gemeinen und Gefälle muß gar großes Gefälle erlegen, wenn die Lokalität die Wehr Einwirkung d. Kanal ist, man macht den Oberkanal Bogen u. den Unterkanal lang.

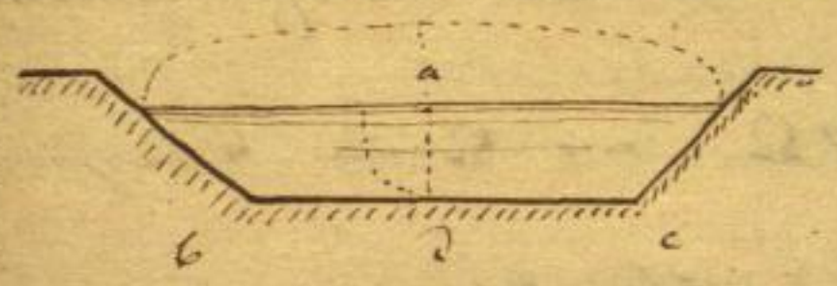
Ist das Gefälle sehr groß so ist das Wasser gebrochen Wasser.

Wir sehen wir sehr viel die erste Anordnung, so sind die Wasserfälle meist kurze Gefälle Kanäle auf S. 115 u. S. 140 angeführt.

Allein in Gebirgsgegenden wo die Gefälle sehr groß sind und das Wasser an den Felsen zu gebrochen werden kann, ist es einfacher den Gefällkanal lang zu machen; denn sie müssen der Canäle sehr tief gegraben werden. Es lässt ein langer Abfließcanal mit Spuren ist als ein langer Zufließcanal der nicht viel tiefer ist, als der Zufließcanal.

Z.B. das Gefälle 40' so müßte man den Abfließkanal seiner ganzen Länge nach auf 40' tief ausgraben, was eine eingeschlossene Anordnung wäre, während wir im zweiten Fall den Zufließcanal 10' tief gegraben haben als eben die zu leitende Wassermenge erfordert, die bei gr. Gefälle immer sehr klein ist.

Haben wir nun diese besprochenen Punkte alle bestimmt so können wir an die Bestimmung des Profils der Ränder i der Längenprofils von dem Canal.



Die Geschw. des Wassers in dem Canal ist an jedem Punkte anders. Bei a am größten i nimmt gegen die Wände hin ab, besonders gegen den Boden des Canals hin, so daß diese Geschw. eine die Punkte gleicher Linien bilden.

Die Regeln für diese wechselnden Geschw. des Wassers sind auf Seite 116 No. 141 aufgestellt. und die Tab. 117 gibt die dazu gehörigen Werthe v. U u. w.

$$u = \frac{U(U + 2,37)}{U + 3,15} \qquad w = 2u - U$$

Hierbei muß U die gr. Geschw. des Wassers in der Mitte des Canals i einmal in der Oberfl. gegeben sein.

w die Geschw. des Wassers am Grundbett i

u die mittl. Geschw. des Wassers sind gesucht.

Die Geschw. des Wassers am Grundbett für wechselnde Tiefen sind auf S. 119. 142 angegeben, so daß diese nicht erst besonders werden dürfen, um den Boden aufzunehmen.

Nun fragt es sich, welches ist das günstigste Verh. der Breite zur Tiefe des Canals.

Machen wir den Canal sehr tief i schmal oder machen wir ihn besser breit i seicht.

Es kommt hierbei in Betracht, die Länge der benützten Theile des Canals, je größer diese ben. Fläche, desto mehr ist an Gefälle verloren. Ein Fall kommt also hier die beste Form

Es ist ferner zu berücksichtigen: Die Wasserverluste die möglichst Minimum zu halten. Auch für diesen Umstand wird die kleinste ben. Fläche gut, allein hier kommt auch die Tiefe des Wassers in Betracht denn je tiefer das Wasser desto gr. der Druck in der Tiefe i desto gr. die verl. Wassermenge.

Dann müssen die Kosten berücksichtigt werden i gewöhnl. Anbrauch der Ordnung i 1. Aufführung des Canals.

Wegen 1 ist die Tiefe des Canal gut, allein wegen 2 ist es klar, daß wir für innerhalb gew. Grenzen bleiben

müssen. Nach gi. frisst i. nicht zu tief.
Die Erfahrung zeigt dabei bei Canälen die Tiefe verhältnismässig mit tiefer ist, als bei grossen.
Auf Seite 119 N. 143. ist ein Regel aus der Erfahrung abgeleitet.

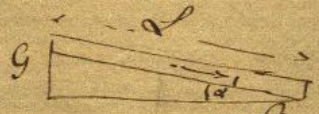
$$\Omega = \frac{Q}{u} \qquad \frac{b}{t} = 2{,}7 + 0{,}9\,\Omega$$

, wo Ω den Querschnitt des Wasserkörpers im Canal
Q. die Wassermenge in Cubikmeter p. s.
u mittl. Geschw. des Wassers im Canal.
b Breite der Grundbretter. t die Tiefe des Wassers im Canal
u. die Böschungsmittel der Verbandämmer. b. d. i. t.

$$t = \sqrt{\frac{\Omega}{\frac{b}{t} + \operatorname{ctg} \alpha}} \qquad b = \left(\frac{b}{t}\right) t$$

Wird der Canal genau nach Profil die Wände vertical ist der Canal aus Brettern ist die Böschung unter Stand 45°
Ueber den Reibungswiderstand des Wassers an den Wänden.
Dieser Reibungswiderstand ist proportional der reibenden Fläche. Diese Reibung hängt aber auch von der Geschw. des Wassers ab, im Verhältniss, das sich einer andern, als die quadratische mittl. Reibung, sein muss, nach welchem bleibt eine Verminderung der Adhäsion u. Wasser zu Wasser. Denn die anliegende Wasserschichte ist ruhig, da die Wände u. unsichtbare Pflanzen das Wasser adhäriren.
Man hat daher gesagt der Reibungswiderstand ist eine proportional einer f. der Geschw. d. dem Quadr. $\alpha u + \beta u^2$ demnach haben wir

$$S\alpha(\alpha u + \beta u^2) = 1000\,\Omega\,\alpha\,\frac{S}{\alpha}\,\frac{Q}{\alpha}$$



und Prony i. Eitelwein fanden

$$\frac{Q}{L} = \frac{S}{\Omega}\left(0{,}0000444\,u + 0{,}000309\,u^2\right)$$

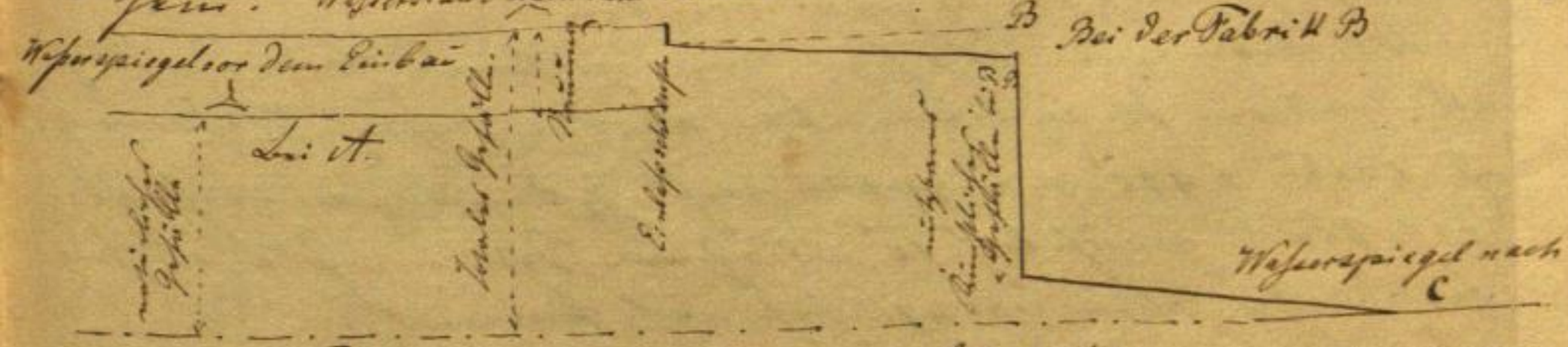
wo α' die nöthige Neigung ist um die Reibungsgi. i. d. Wände zu $\alpha' = \frac{Q}{L}$

S. 120 N. 144 ist nun eine Tabelle angeführt, die verschiedene Werthe von $\alpha u + \beta u^2$ für verschiedene Werthe von u enthält.

Wir hätten also jetzt das Längenprofil so zu bestimmen dass das Wasser vom Fluss an die Fabrik gelangt.

Dafür ist nötig, daß der Boden des Canals nirgends über den Wasserspiegel reicht.
Damit das Wasser überfließt ist nur nötig, daß die Höhe an der Schwelle nur bis unter den Wasserspiegel reicht, denn hat er dieselbe Höhe wie das Wasser im Canal, so hat alles ein Gleichgewicht, es wird nichts überfließen.

Nun fragt es sich aber ob ein Canal mit einem regelmäßigen Boden derselbe Dienste leistet, wie ein regelmäßig ausgemauerter. Da sagen wir Nein, er hat nicht dieselben Dienste. Denn in der mittleren Tiefe ist die Geschwindigkeit immer anders, wie es auch mehr Reibung, es wird mehr an Gefäll verloren.
Nun fragt es sich noch ob man dem Zufluß & dem Abflußcanal einerlei Gefäll geben soll, oder jedem ein anderes. In dem Zuflußcanal wird man das Gefäll blos so groß machen, als man es machen muß. In Abflußcanal sollte man es aber auch nur so groß machen, als man muß, denn das Gefäll im Untercanal geht ja auch an dem angewandten Gefälle verloren. Allein das Unterwasser, stört besonders bei hohem Wasserstand in Fluß, also auch im Untercanal, den Gang der Wasserräder außerordentlich. Allein wenn wir Turbinen anwenden, so stört uns dieses Unterwasser gar nicht. Wir sagen also:
Wenn Wasserräder angewandt werden so gibt man dem Abflußcanal ein ziemlich bedeutendes Gefälle, mit gr. als das im Zuflußcanal.
Werden aber Turbinen angewandt, so soll das Gefälle in beiden Canälen so niedrig als möglich sein.



Wir haben demnach: (folg. Seite) à vor. Dem Einbau

Nutzbares Gefälle = Totales Gefälle
– Gefälle an der Einlaßschleuse
– Gefälle im Obergraben
– Gefälle im Untergraben

Haben wir über ein sehr bedeutendes Gefälle zu verfügen so lassen wir uns einen bedeutenden Gefällverlust gefallen, denn es ist am Platz, da wir in diesem Fall das Wasser schnell u. leicht zuleiten u. fließen lassen können.

Beispiel. Es sei die Länge AC des Canals = 1500 m
Natürliches Gefälle – . . . . . = 2,5 m
Mittl. Wassermenge im Fluß . . . . . = 9,5 cm
Nutz. Effect, der hervorgebracht werden soll od. Abs. Effect = 52 Pferdekr.
h sei das nutzbare Gefälle. q Wassermenge im Canal
Absoluter Effect des Wassers = $\frac{1000 q \cdot h}{75}$ = 52, wo h das nutzbare Gefälle bedeutet. Hieraus:

$$qh = \frac{52 \cdot 75}{1000} = 3,9$$

u. $q = \frac{3,9}{h}$ und für verschied. h:

Sei h =	2	3	4
q =	1,95	1,3	0,9

Nehmen wir die erste Anordnung als h = 2,9 = 1,95 so brauchen wir entweder gar kein Wehr od. nur ein sehr flaches Anlauf, denn ein so natürliches Gefälle ist für schon 2,5 m und mehr als 0,5 m geht durch das s. Gefälle nicht verloren, wir erhalten also ein vortheilhaftes Wehr. Aber dasselbe kostspieliger wird jetzt ein so Canal denn wir haben hier (72 cubic') eine colossale Wassermenge. Und da die Tiefen des Canals verhältnißmäßig die Tiefen der Wehre nicht übersteigen so verwerfen wir diese erste Anordnung.

Nehmen wir die zweite Anordnung so haben wir ein 1m zu stauen denn wir haben 2,5 – 0,5 = 2m gegen verloren, also haben wir noch 2m, u. 3m wollen wir haben, also muß 1m gestaut werden.

Wir bekommen also hier ein größeres Stau und Wehr allein einen kl. billigeren Canal, denn die Wassermenge ist 1,3 cbm = 49 c' was gewiß recht ist, denn man rechnet auf 1 Pferdekraft gewöhnlich 1 c' Wasser. Wir müßten also hier 52 c' Wasser haben, was 49 c' sehr nahe kommt.

Bei Anordnung 3, haben wir ein nat. Gefälle von 2,5 m, 0,5 m ab,

bleiben 2m. 4m müssten wir haben, demnach wären 2m zu wenig, was zu viel ist. Und wir erhielten hier eine zu kleine Wassermenge v. 0,9 cm = 33,3 c', also verwerfen wir auch diese Anordnung. Bleiben wir also bei Anordnung II. so haben wir:

Wasserzufluss. — $q = \frac{52.75}{1000.3} = 1,3$, da nützliches Gef. $h = 3^m$.

Wir wollen annehmen dass in jener Fabrik durch Turbinen getrieben wird. Wir werden deshalb den Gefälle im Obe i Untergraben nur so gross machen, als der Abfluss des Wassers verlangt.

Rechnen wir also einmal die Querprofile

Mittl. Geschw. des Wassers im Canal angen. = 0,6

Befinden wir Tabelle Ω = ... 0,75

" " ω = ... 0,45.

Querschnitt des Wasserlängs $\Omega = \frac{1,3}{0,6} =$ 2,17 □m.

$\frac{b}{t} = 2,7 + 0,9 \cdot 2,17 =$ 4,7

Böschung zu 45° angen. $\operatorname{tg} \alpha =$ 1

$t = \sqrt{\frac{2,17}{5,7}} =$ 0,616

Demnach $b = 4,7 \cdot 0,616$ . . . . . 2,91 m.

$\frac{Q}{D} = \frac{4,6}{2,17}$ (0,000138) da $\underline{S = 4,6^m}$.

$\underline{S} = 2,9 + \frac{2 \cdot 0,616}{\tan 45} = 4,6^m$. Demnach $Q = \frac{4,6 \cdot 0,00013}{2,17} \cdot 1500 = \frac{1}{3418} \cdot 1500$

$\underline{Q = 0,4739^m}$

Gefällverlust bei der Einlassschleuse = . . . 0,300

Folglich Summe der Gefällverluste = 0,439 + 0,3 = 0,739 m

Wir haben nun folgendes:

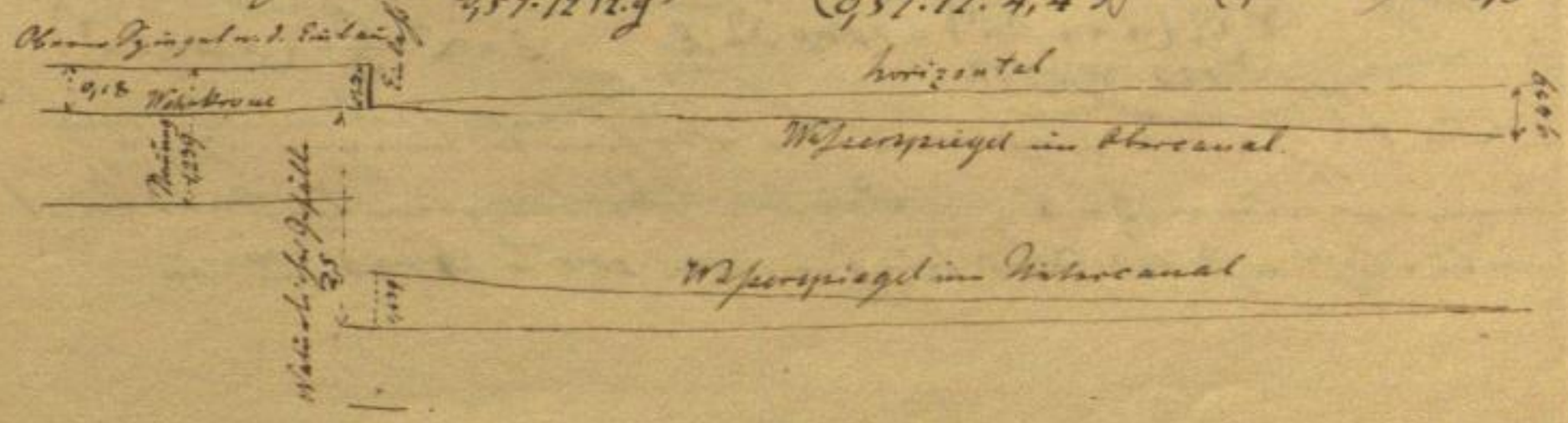
Stauung = (2,5 − 0,739) + 3m = 1,239 m.

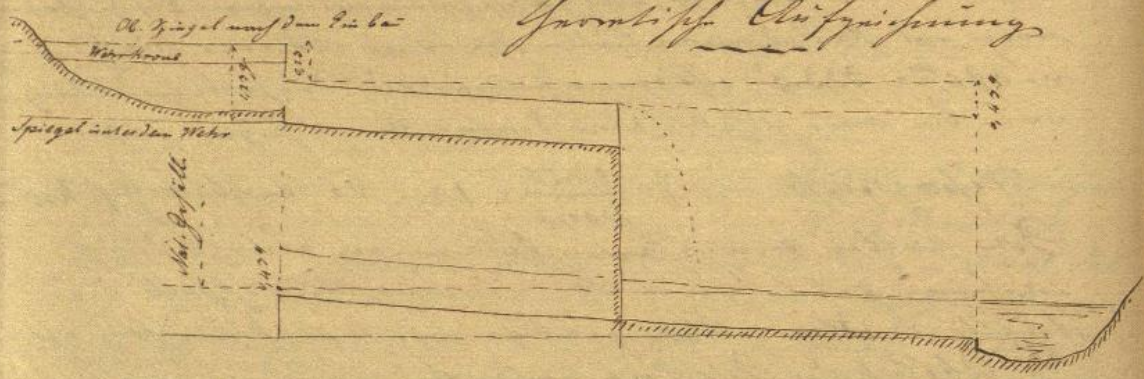
Hier gibt es also kein Grund, sondern ein Ueberfallwehr, da die Stauung > als 1m beträgt

b für die Breite des Ausfl. also Wehrbreite = 12 m

Wassermenge pro" über das Wehr abfliesst = 3,5 − 1,3 = 2,2

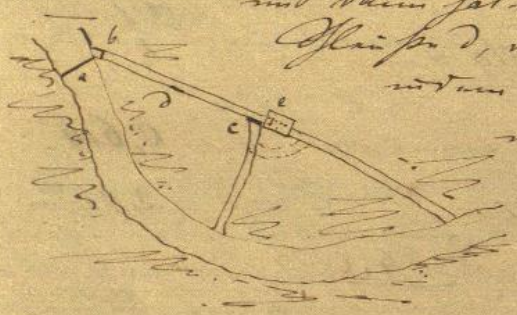
Demnach $x = \left(\frac{2,2}{0,57 \cdot 12 \sqrt{2g}}\right)^{\frac{2}{3}} = \left(\frac{2,2}{0,57 \cdot 12 \cdot 4,43}\right)^{\frac{2}{3}} = (0,0733)^{\frac{2}{3}} = 1,8$





Schematische Aufzeichnung

Es sind bei einer solchen Anordnung immer 2 Schleusen nöthig eine b, aber am Canal um das Wasser so nach Bedarf zur Fabrick zu lassen u dann eine b in der Nähe der Fabrik um allenfalls bei einer Reparatur in der Fabrick das Wasser ganz abschließen zu können es die Fabrick muß passiren muß und dann hat man auch noch gewöhnlich eine Schleuse d, damit das Wasser nicht zu hoch in dem Canal steigt, u dann noch natürlich die Schleuse e in der Fabrik selbst



Leitung des Wassers in Röhren

Diese Röhrenleitungen werden in neuer Zeit sehr häufig u entsprechend da angewendet, wo sehr große Gefälle aber wenig Wasser vorhanden ist, wo mir als Turbinen anwenden. Hierbei muß natürlich die Reibung des Wassers an den Röhrenwänden berücksichtigt werden. Diese hängt dann aber ab von der ab. 1 Um die größe der relativen Fläche u dann von der Geschwindigkeit des Wassers. Wir können diese Reibung entweder in Pfeiler od durch einen Wasserstand ausdrücken;

$\mathfrak{U}$ d die Länge der Röhrenleitung

$\mathfrak{C}$ der Umfang der Röhre u wir wollen die Reibung in einer Wassersäule ausdrücken, so ist:

$$h = \alpha \frac{\mathfrak{C}}{\Omega} (\alpha u + \beta u^2) \qquad z = \alpha \frac{\mathfrak{L}\,\mathfrak{C}}{\Omega} (\alpha u + \beta u^2)$$

S. 129. N. 145.

Die Geschw. des Wassers in den Röhrenleitungen ist fast immer nur 3-4'. Diese Reibungshindernisse kommt natürlich erst bei Leitungen von 100 m - 4000 m in

Letzterer bei Kleinem ist für nicht anzuschlagen.
Ist z. B. $L = 100^{m}$. $d = 0,5$ $u = 1^{m}$.
so findet man $z = \frac{4 \cdot 100}{0,5} \cdot 0,0003656$ (S. 124)

$z = 0,29^{m}$. als noch zu berücksichtigen.

Ist aber $L = 4000$ $d = 0,1$ $u = 1,3^{m}$

so findet man $z = \frac{4000 \cdot 4}{0,1} \cdot 0,000611 = 98^{m}$, also einen

fühlbaren Widerstand.

Gefällverluste durch Krümmungen

Hat das Wasser eine ausgebreitete Oeffnung zu durchlaufen, so kann eine Krümmung, so fließt es an, in relativ dadurch einen Theil seiner lebendigen Kraft

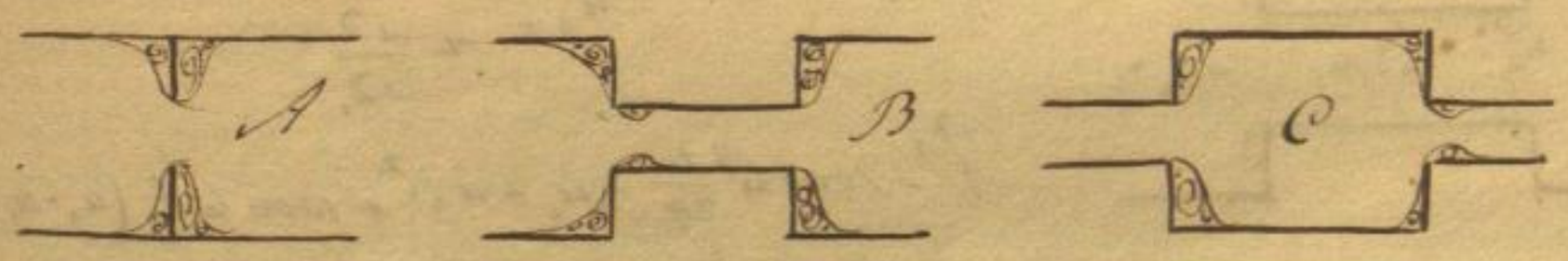
Durch Gefällverluste ist das Wasser in einer angriffenen Kanal

$$z = \frac{u^2}{19}\left(0,0039 + 0,0186r\right)\frac{s}{r^2}$$

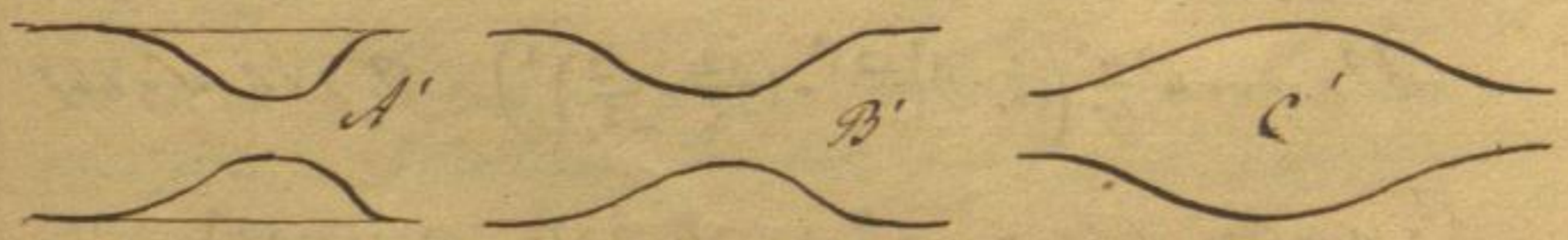
zu gestellt werden, die genauer diesen Verlust angibt.

Diese Verluste erscheinen, wenn die Krümmung nicht gar rapid ist, die Oeffnung nicht sehr groß ist, nicht von gr. Ausdehnung, allein diese Verluste können sich zu summiren, da diese Krümmungen aufgehoben oft bei Röhrenleitungen vorkommen.

Gefällverluste durch Verengung



Verengungen ohne Gefällverluste.



Betrachten wir den Fall A so daß nun die ~~langsamer~~ fließend- aufkommende Wassermasse gegen die, als ∞ groß anzusehende Wassermenge die dahinter vorbeifließt, stößt, so können wir sagen

$Q = \Omega u = K_1 \Omega_1 u_1$ wo K_1 die Contractionskoeff.

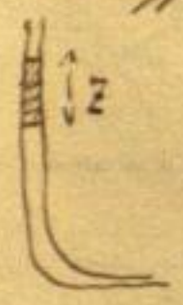
$$u_1 = u \frac{\Omega}{K_1 \Omega_1}$$

Und daß der Verlust an leb. Kraft pro"

$$W = \frac{1000 Q}{2g} (u_1 - u)^2 = \frac{1000}{2g} Q \left(u \frac{\Omega}{K_1 \Omega_1} - u\right)^2$$

$$W = 1000 Q \frac{u^2}{2g} \left(\frac{\Omega}{K_1 \Omega_1} - 1\right)^2$$

Oder drücken wir diesen Verlust durch die Höhe einer Wassersäule aus,



$$W = 1000 \Omega z \cdot u = 1000 Q z$$

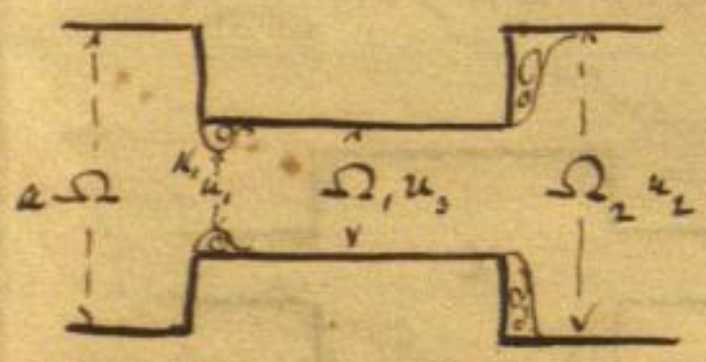
$$z = \frac{u^2}{2g} \left(\frac{\Omega}{K_1 \Omega} - 1\right)^2$$

Für den zweiten Fall haben wir

$$Q = \Omega u + K_1 \Omega_1 u_1 = \Omega_2 u_2 = \Omega_1 u_3$$

$$\begin{cases} u_1 = u \dfrac{\Omega}{K \Omega_1} \\ u_2 = u \dfrac{\Omega}{\Omega_2} \end{cases}$$

$$u_3 = u \frac{\Omega}{\Omega_1}$$



$$W = 1000 Q \frac{1}{2g} \cdot (u_1 - u_3)^2 + 1000 Q \frac{1}{2g} (u_3 - u_2)^2$$

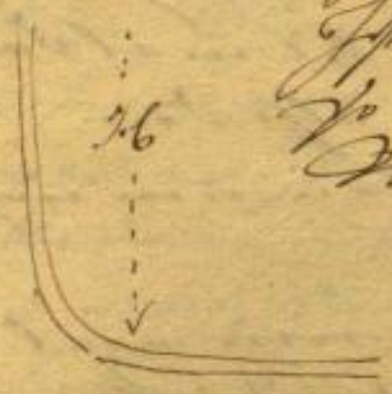
Hier ist allerdings ein kl. Fehler begangen worden indem wir die Masse in dem Zwischenraum als ∞ groß betrachtet haben.

$$W = 1000 Q \frac{u^2}{2g} \left(\left(\frac{1}{K_1} - 1\right)^2 \left(\frac{\Omega}{\Omega_1}\right)^2 + \left(\frac{\Omega}{\Omega_1} - \frac{\Omega}{\Omega_2}\right)^2 \right)$$ V. 126. A. 147

$W = 1000 Q z$ folgt $z = \frac{u^2}{2g} \left(\left(\frac{1}{K_1} - 1\right)^2 \left(\frac{\Omega}{\Omega_1}\right)^2 + \left(\frac{\Omega}{\Omega_1} - \frac{\Omega}{\Omega_2}\right)^2 \right)$

Bruto-Gefälle = H. Rohrleitung
davon
Nutzgefälle = H - Σζ.
wo Σζ die Summe
der Gefälle ausdrückt, die
bei einer Leitung vorkommen.
in Summa.

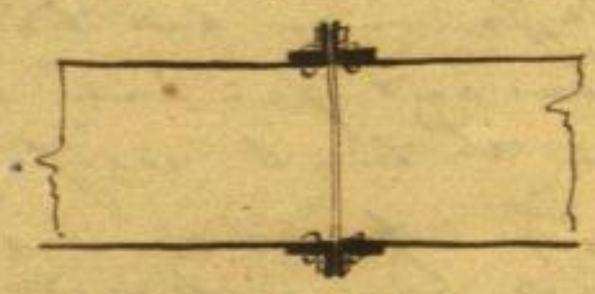
Nutzeffect. $1000\,(Q-q)(H-\Sigma\zeta)$, wo q die Wassermenge ausdrückt die durch die undichten Verbindungen entweicht.



Ist der Durchmesser der Röhren nicht größer als 1', so können sie als Gefäße genommen werden. Wird der Durchmesser aber größer, so muß man mehr ein wasserhaltiges von Blech

$\rightarrow v = \sqrt{2g(H-\Sigma\zeta)}$

$\Omega = \frac{Q}{a}$



Mehr der Lage der Röhren, so wie über die einzelnen Details, werden wir später treten, wenn von Turbinen die Rede sein wird. Wir wollen hier nur noch eine Bemerkung abfassen.

Es ist bei der Anlage einer Fabrik immer mitbestimmend zu ist zu überlegen.

Ob immer ob überhaupt Wasser zum Betrieb der Fabrik vorhanden ist.

Dann die Communicationsverhältnisse wo oft zu berücksichtigen ob nämlich Straßen sowohl zum Zufahren des Rohstoffes, als auch zum Versenden der fertigen Waare zur Fabrik führen od. ob man erst bauen müßte, u. ob der Rohstoff nicht zu weit hergeholt werden müßte so daß man eine enorme Fracht aufwenden müßte. Sodann die Commerciellen Verh. ob man nämlich überhaupt den Stoff gut bekommt.

Endlich sind die Lebensverhältnisse von sehr großer Wichtigkeit. Man muß darauf sehen ob Arbeiter für die Fabrik in der Nähe zu haben sind. Dann ist das nicht der Fall, so muß man dieselben von fern her kommen lassen, ihnen einen hohen Lohn geben u. außerdem noch sehr der Sorgen u. dem Willen dieser Menschen abhängig sein. Man muß die Fabrik also immer in eine solche Gegend legen, wo man der Arbeiter genug findet, so daß man nicht zu Zeitarbeitern kommen, wenn derselbe lästig u. widerspenstig wird, u. muß gezwungen ist ihn wegen Mangel an andern in der Fabrik zu behalten.

Ungenommen wie Fälle sind alle aufführen.

Wo die Fabrik, was für eine Fabrik, u. in welcher Rücksicht die Fabrik angelegt werden soll.

Der Nutzeffect ist in gewöhnlichen 0,6–0,7 u. der absolute Effect, woraus für den mir also der absolute Effect, den wir haben müssen um einen Nutzeffect hervorzubringen.

Man muß sich dann erkundigen wie viel Wasser man aus dem Fluß nehmen darf u. kann. Woraus für den mir wieder das Gefälle, das zum Betrieb nothwendig ist, und von gründlicher Prüfung ist dann auch sich um den Zustand des Wassers zu erkundigen, ob der Wasserzufluß regelmäßig ist, und wann, u. wie lang die mittlere Wassermenge vorhanden ist; wir müssen auch wissen, ob das Wasser ein Regenbach, ein Quellenbach od. ein Bach ist, daß wir nicht etwa, wie früher schon bemerkt, ½ Jahr lang nicht arbeiten könnten. Dann müssen wir sehen, ob der Bach sich gut im Winter, gegen daher zu stürmend. Witterung wir sich schützen muß.

Um das natürliche Gefälle zu messen müssen wir es nivelliren. Ist das Gefälle sehr steil so macht man dieses nivelliren mit der Wasserwage. Ist das Gefälle flach, so kann man es mit dem Nivellirinstrument machen.

Um die Wassermenge zu bestimmen die in unserem Bach fließt können wir 2 Arten annehmen.

Ist das Wasser irgend wo in einen regelmäßigen Canal gefaßt, so können wir die Größe aufsammt einem Schnitte messen. Wir messen nämlich 1. die größte Größe des Wassers 6, die in der Regel mit 0,8 zu multipliciren ist um die mittl. Größe zu erhalten. Diese mittl. Größ. mit dem flächenfall der Querprofil multipl. gibt das Wassermaß im Canal p. 1".

Diese Messung der Größe mit einem Schnitte, der genüge als eine Vorstelle sein kann, müßen man nicht nur einmal machen, sondern in mehreren Monaten der Jahres im Jahre, im Mittelwasser i Niederwasser i zwar dann auch jedes mal zu verschiedenen Zeiten des Tages.

Existirt aber kein solcher regelm. Canal sondern sind die Querprofile sehr verschieden, die Tiefe sehr unregelm. so können wir dieses Verfahren nicht anwenden. Hier bleibt meistens nichts Anderes übrigens ein künstliches Wehr zu bauen i nach der Art, wie wir für Fürsche schon betrachtet haben, die Wassermenge zu bemessen.

Dazu um ein solches Wehr zu bauen muß man natürlich zuerst den günstigsten Ort aussuchen. Vielleicht existirt schon ein Holzrinne, aber zu kurz Canal um die ersten Versuche anzuwenden, dann setzt man dieses Wehr sehr vortheilhaft in diesen hölzernen Canal hinein.

Ist aber kein solcher Canal vorhanden, so grabt man in einer günstigen Stelle aus i baut dann das Wehr wie folgt: (Tigl. II.) Dieses Wehr ist ganz gut zu bauen, wenn das Wasser während dem Bau

I

in einen Canal abgeleitet werden kann. Ist dies aber nicht der Fall so muß man sicher diese Bau in einer günstigen Jahreszeit anordnen, denn es ist immer eine bizzeliche Sache im tiefen Wasser zu

zu wählen. Es muß man immer bei einem solchen provisorischen Lau zugegen sein, damit ordentlich gemacht wird.

Auch diese Messung wird an mehreren Tagen u an mehreren Stunden des Tages vorgenommen. Wir kennen also jetzt das Gefälle u auf die Wassermasse, die uns die Natur liefert.

Ueber die Kraftmaschinen

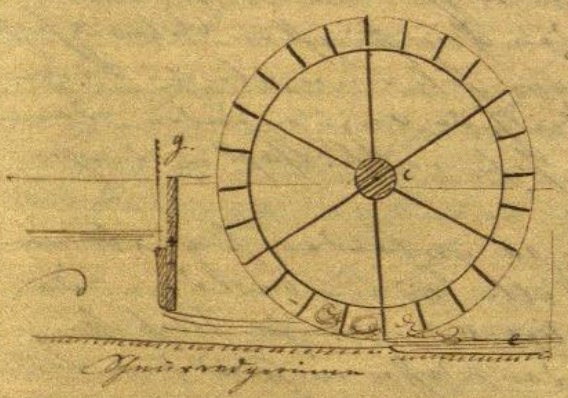
Dieses sind im allgemeinen Kraftaufsammlungsmaschinen.

Zur Aufsammlung der Wasserkraft gibt es im allgemeinen 3 Apparate u diese sind.

1. Wasserräder.
2. Turbinen
3. Wassersäulenmaschinen.

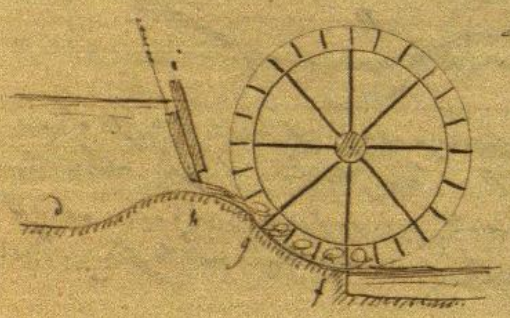
Wir behandeln hier die verschiedenen Anordnungen von Wasserräder die je nach dem Ort, u dem Gefälle verschieden angewendet werden.

1. Unterschlägiges Rad mit Schützengerinne



Bei jedem Rad kommen folgende Dinge in Betracht
1 Rad selbst.
2. Zuleitungsapparat.
3 Ableitungsapparat.
Dem Constructiv wird der Land aus der Zeichnung genügend genommen werden kan.

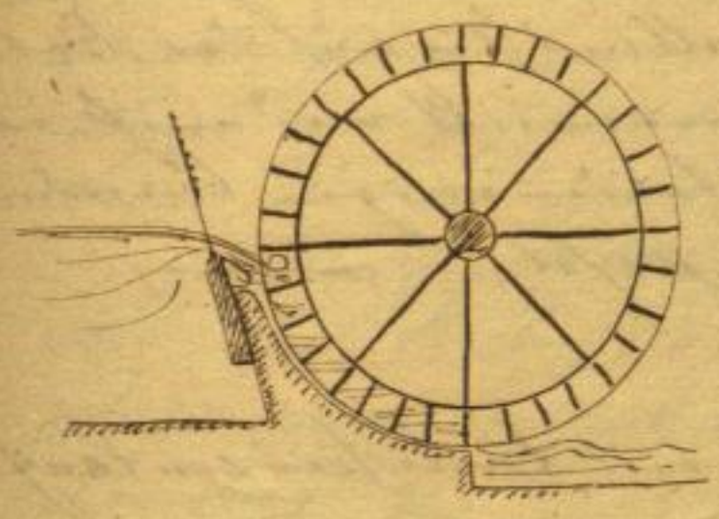
2. Schaufelrad mit Kropfgerinne (für größere Gefälle)



Das Rad ist hier ganz identisch. Der Unterschied liegt hauptsächlich hier im Gerinne
gf Kreisgerinne
hg Kropf genannt
Der Schütze ist derselbe
Die Construction ist gezeichnet
und besser ist, als gerade

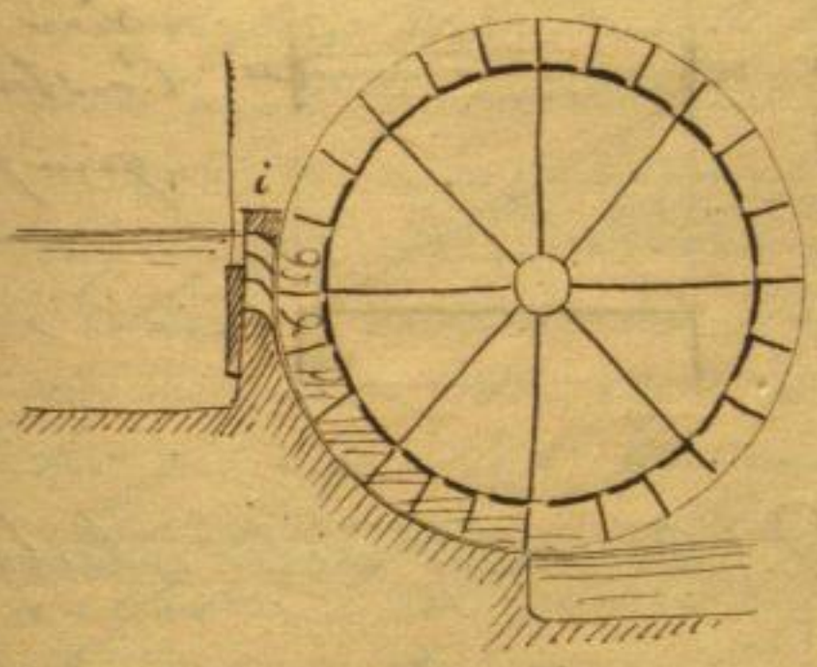
Das Wasser wirkt bei dieser Anordnung erst durch Stoß in dem durch seine Schwere also durch Druck wirkend wie bei Anordnung 1 nur Kostenersparung halber.

3. Schaufelrad mit Ueberfallaufschlag.
in Bringgerinne —



Hier ist der Boden des Einlaufs höher als der Boden des Ablaufs. Die Wirkungsweise des Wassers ist hier fast wie bei Anordnung 2. Es wirkt dasselbe durch Stoß in dem durch, durch sein Gewicht.

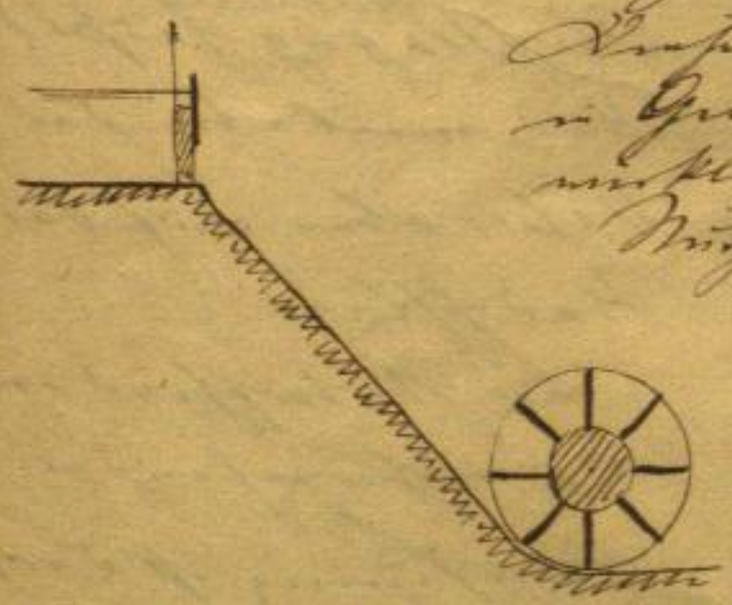
4. Schaufelrad mit Rundgerinne in Coulissenaufschlag



Der Unterschied dieser Anordnung von den vorigen liegt in der Zwischenwand i. Diese hat nämlich oben ein Loch und es Schieberwände, Coulissen genannt, zur Leitung des Wassers eingesetzt sind.

Diese genannten Anordnungen sind nur für kleinere Gefälle – 4 m – zu gebrauchen.

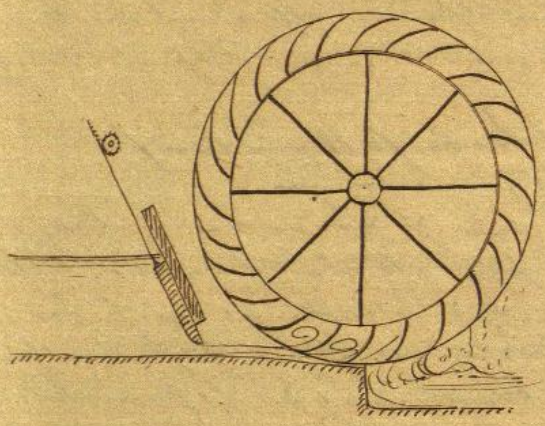
Varietäten hiervon sind noch folgende.



Dieses Rädchen kommt sehr häufig in Gebirgsgegenden vor u. ist deshalb vorzüglich für diese Gegenden zu empfehlen. Es ist kostet es nicht viel. Es läßt sich leicht zu machen. Es läßt sich leicht. Und zwar ein besonderer Nutzen ist bei dieser Anordnung das es sein schnelles Lauf.

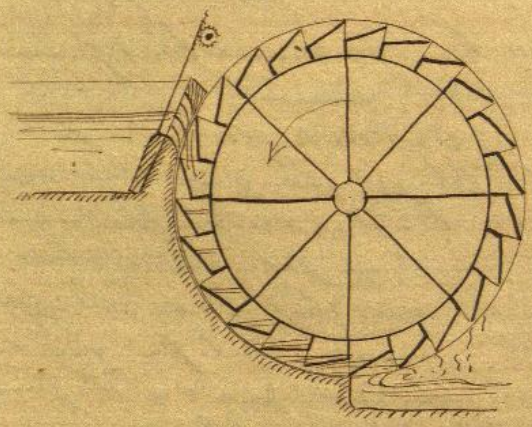
Man kann bei dieser Anordnung sogleich die nötige Geschwindigkeit regulieren die nötigenfalls dann auf diese Rädchen kann bis zu 120 Umdrehungen getrieben werden.

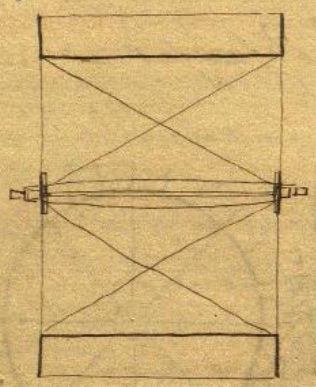
Poncelet-Rad.



Poncelet hat dieses Rad zuerst angegeben. Die Zäuseln sind gebrümmt, wodurch das Wasser allmählig auf das Rad mitmittelt und auf, wie bei den vorigen Anordnungen stößt.

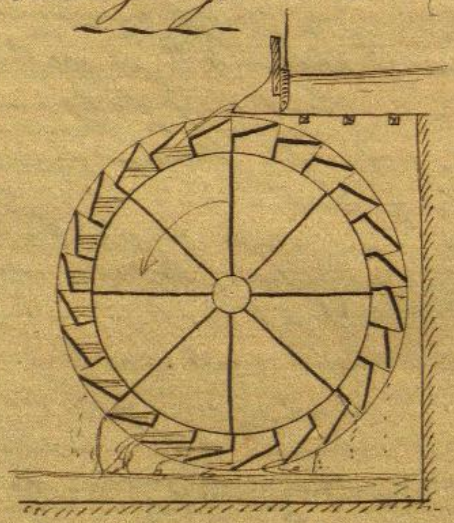
Rückschlägliges Zellenrad mit Conlisseneinlauf (Breast Wheels)





Die Zeichnung erklärt die Construction genügend.

Oberschlägliges Rad. (Overshot water wheels)



Das Rad ist für dasselbe wie das vorhergehende. Oberschlägig heißt das Rad, weil aber das Wasser oben auf das Rad schlägt.

Der Unterschied von der vorhergehenden Anordnung ist der, daß das Rad im Vergleich mit dem Lauf des Wassers umgekehrt läuft.

Nun ist es eine Aufgabe als Techniker den Effect eines solchen Rades zu untersuchen u. zu finden.

Wäre ein solches Rad vollkommen, so müßte natürlich der Nutzeffect = dem absoluten Effect sein. Nun aber kann schon aus technischen Gründen, da Risse vorkommen, der Nutzeffect nie gleich dem abzol. Effect sein.

Beim unterschlägigen Rad ist der Nutzeffect $\frac{1}{3}$ abs. Effect.
Beim ob. unterschlägigen " " " " $\frac{1}{4}$ " "
" Mittelschlägigen ist 0,6 - 0,7 % abs. Effect.
Bei dem Oberschlägigen ist 0,7 - 0,75 % abs. Effect.

Wir gehen also darauf aus den Druck zu bestimmen der auf das Rad drückt, diesen mit der Geschw. des Rades multiplicirt gibt die Wirkung desselben.

Wir können es aber auch auf andere bessere Methode versuchen zu sagen. Der Nutzeffect ist gleich dem abs. Effecte minus der Summe der allen möglichen Effectverlüste. Diese Versuchen wir auch einschlagen.

Diese verschiedenen Effectverluste entstehen auf verschiedenen Orten die Seite 7 Wasserrad angeführt.

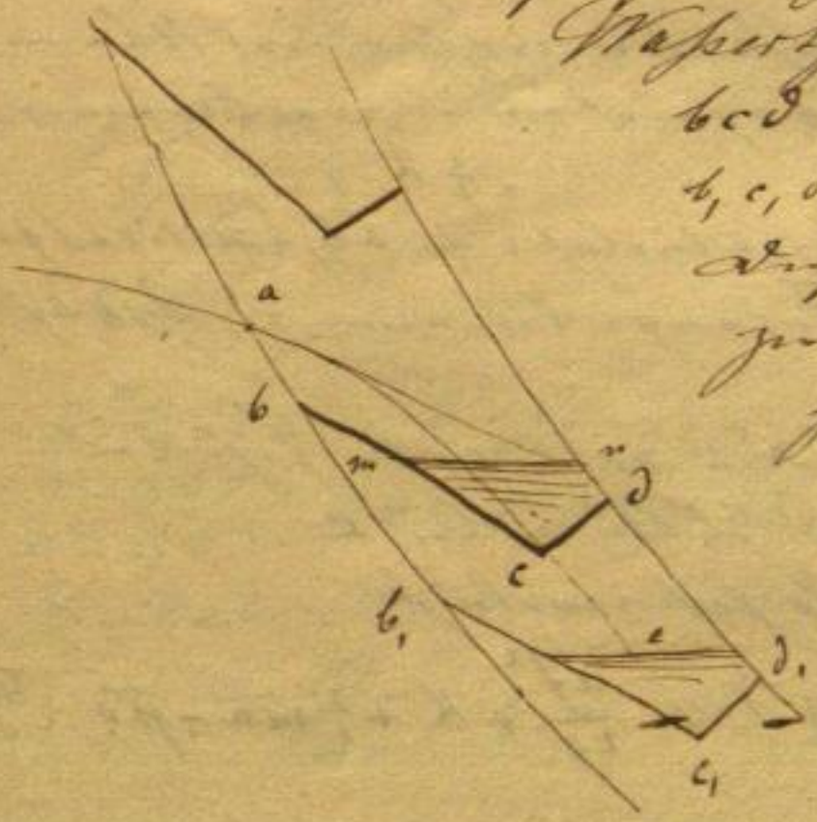
1. Beim Eintritt des Wassers in die Zellen.

a) Hier werden Verluste entstehen da das Wasser stoßweise in die Zellen kommen. Verluste vor.

b) Auch entstehen hier Verluste, wenn die in den Zellen enthaltene Luft den Eintritt des Wassers verhindert

c) und dann können hier durch die Verdrängung der Verdichtung des Wassers Verluste entstehen.

Betrachten wir nun den ersten Fall also den Stoß des Wassers in gewisse blos ein eingelassenen Wasserstrahlen.

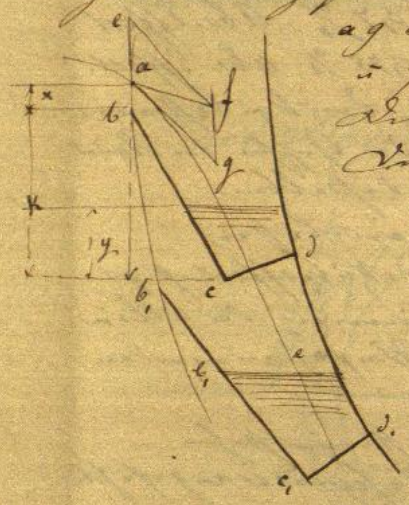


bcd Wand der Zelle vom Strahle in a
$b_1 c_1 d_1$ Wand der Zelle beim Stoß auf e
Diese Stoßkraft sei als ein Stoß gegen einen elastischen Körper zu betrachten, wobei der gestoßene Körper als so groß betrachtet werden kann im Vergleich mit dem stoßenden Körper dem Wasser.

Nun kommt es blos darauf an mit welcher relativen Geschw. das Wasser das Rad trifft.

Die ganze Erscheinung wird dieselbe sein, wenn wir den ganzen Apparat mit der genau gleichen Langsamkeit noch dazu erhalten u zwar eine Geschw. = der Geschw. des Rades nach entgegengesetzter Richtung der Langsamkeit des Rades.

Das Rad steht nun still und das Wasserthilchen hat eine zusammengesetzte Geschw. es kommen



ag die Geschw. des Wasserstrahles u
fg die Geschw. die wir ihm ertheilen.
Die Linien u Geschw. drücken hier zugleich die Richtungen aus. Wir haben daher

$\frac{(af)^2}{2g} = h$ Geschwindigkeitshöhe

$h + K + x - y$ = Relative Geschw. des Wasserstrahl

Diese Gefällshöhe geht also bei dem Stoß verloren.

Und ist q das Gewicht dieses einzelnen Wasserthilchens, so ist der Effectverlust an diesem einzelnen Tropfen $= (h + K + x - y)\,q$.

Betrachten wir nun einen Wasserfaden od. einen Strahl von Tropfen die alle in a ankommen u bei auffliegen, so sehen wir daß jedes einzelne Wasserthilchen einen eigenen Verlust erleidet, denn jedes nachfolgende Wasserthilchen stößt so lange erst auf, da die Halle sich auch fortbewegt hat u sich zugleich auffüllte wodurch die relative Geschw. des ist Tropfens geändert wurde.

Wir haben also für x u y mittelwerthe mit jedem andern Wasserstrahl. Wir müssen also die wahren mittleren Werthe von x u y in einer gefundenen mittleren Wirkung substituiren.

(x'') Der mittlere Werth von x ist leicht $= \frac{1}{2} K$ $= \frac{1}{2}\, bb_1$ (vertical gemessen) denn die Füllung dauert so lange bis eine ist Schaufel von a kommt.

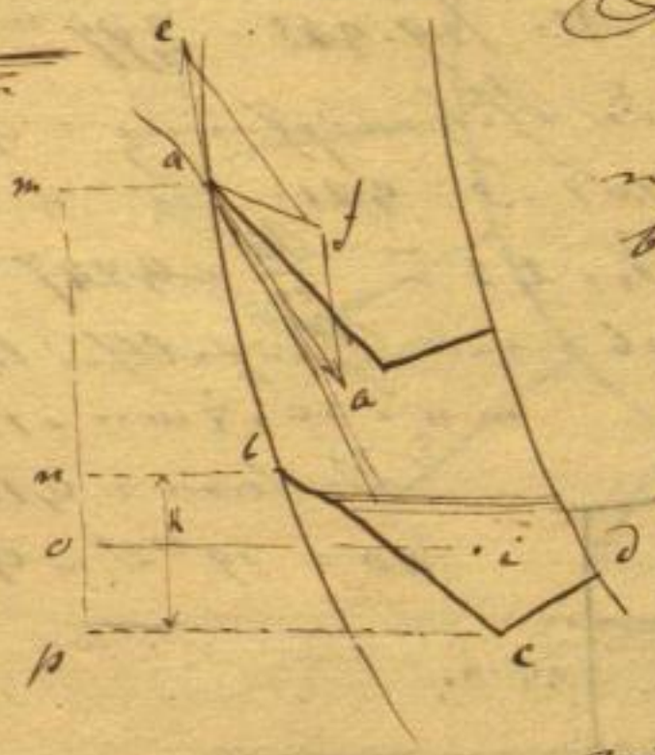
(y'') Der mittlere Werth von y ist die vertikale Höhe des Schwerpunkt des Wassers in der Halle über c.

Wir haben also jetzt Gefällshöhenverlust

$$\frac{(af)^2}{2g} + K + (x'') - (y'') = \frac{(af)^2}{2g} + K + \tfrac{1}{2}\,mn - pq \quad \text{(Fig 2)}$$

Theoretische Zeichnung

2)



wo ab gleich einer Zellenteilung ist, bcd eine Zelle mit ihrem Wasserfall, dessen Schwerpunkt ist, u. np = k als konstant angesehen wird. Es ist auch

Gefällverlust $= \frac{af^2}{2g} + \frac{1}{2}mn + no$ (S. 10)

Die letzte Regel ist bequemer zur constructiven Bestimmung der Gefällverluste, welche irgend einem Rade entspricht. Die ersten helfen zur Beurtheilung der Umstände, welche für den Eintritt des Wassers günstig oder ungünstig sind.

Wirkungsverlust daher $= 1000\,Q\left(\frac{af^2}{2g} + \frac{1}{2}mn + no\right)$ in Klm.

Dividirt man den in Kilogrammetern ausgedrückten Verlust an Wirkung durch den Kraft der Wassers auf das Rad hingebracht wird.

Wir haben daher Wirk. des Verlustes gleich als Effect

$$= \frac{1000\,Q\left(\frac{af^2}{2g} + \frac{1}{2}mn + no\right)}{1000\,QH} = \frac{\left(\frac{af^2}{2g} + \frac{1}{2}mn + no\right)}{H}$$

Für das unterschlägige Rad haben wir $\frac{af^2}{2g} : H$. (oder wie früher $af = vr$) der Wasserverlust.

$\frac{vr^2}{2g} : H$. Dieses Maß gewöhnlich 25 % auf.

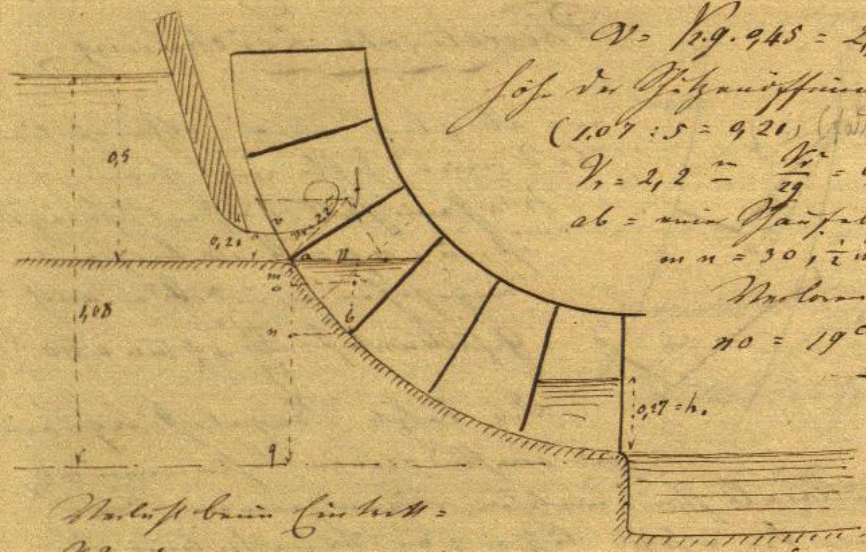
Das Folgende übergehe ich hier, da dasselbe sehr ausführlich in Redtenbachers Wasserräder angestellt ist.

Führen wir uns ein Rad nach folgenden Dimensionen:

$b = 2{,}5^m$
$a = 0{,}43$
$e = 0{,}43$
$H = 4{,}05$

und fragen wir jetzt was leistet das Rad, wenn $v = 2^m$ ist und die Schaufeln $\frac{1}{2}$ gefüllt werden sollen, so haben wir, da

$$\frac{Q}{abv} = \frac{1}{2}, \quad Q = \frac{1}{2}abv = 1{,}07^{cub\,m}.$$



$v = \sqrt{2g \cdot 0{,}45} = 2{,}97^{m}$ (nach g.)

Höhe der Schützenöffnung $= 0{,}21^{m}$

$(1{,}07 : 5 = 0{,}21)$

$v_1 = 2{,}2^{m} = \frac{v_1^2}{2g} = 0{,}247$

ab = mittlere Spaltweite

$mn = 30$, $\frac{1}{2} mn = 15$

Motor $= 0{,}15^{m}$

$no = 19^{cent} = 0{,}19^{m}$

Verlust beim Eintritt =

$$\frac{\frac{v_1^2}{2g} + \frac{1}{2} mn - no}{J \cdot b} = \frac{0{,}247 + 0{,}15 - 0{,}19}{1{,}08} = 0{,}191 \left(\frac{0}{0}\right) \text{ (19 pro cent)}$$

$\frac{v^2}{2g} =$ (aus Tabelle) $= 0{,}2039$ Verlust beim Austritt =

$$\frac{\frac{v^2}{2g} + \frac{1}{2} h_1}{J \cdot b} = \frac{0{,}204 + \frac{1}{2} 0{,}27}{1{,}08} = 0{,}314 \left(\frac{0}{0}\right) \text{ (31 pro cent)}$$

Wegen Wasserverlust. $\varepsilon = 0{,}02$ $h = 0{,}9 = 0{,}55$

$z = 0{,}3$

$$= \frac{\varepsilon b \sqrt{2g} \cdot h}{JbQ} = \frac{0{,}55 \cdot 0{,}02 \cdot 25 \cdot \sqrt{2 \cdot 9 \cdot 0{,}3}}{1{,}08 \cdot 1{,}07}$$

$\sqrt{2g \cdot 0{,}3} = 6{,}075$

$= 0{,}058.$

Anderweitige Verluste $= 0{,}050$ (meistens angenommen)

Summe der Verluste $= 0{,}613$ d.h. $\frac{61}{100}$ od. $\frac{2}{3}$ Verlust

$$\frac{\text{Nutzeffect}}{\text{Abs. Effect}} = \frac{1000 Q H (1 - 0{,}613)}{1000 Q \cdot J b} = 0{,}387 = 38\,\%$$

Indem wir nun die Anordnung

gehen wir mit dem Rad unter Fundter noch etwas auf und Summe, so werden wir ein besseres Rad und besseren Effect bekommen

$b = 25$

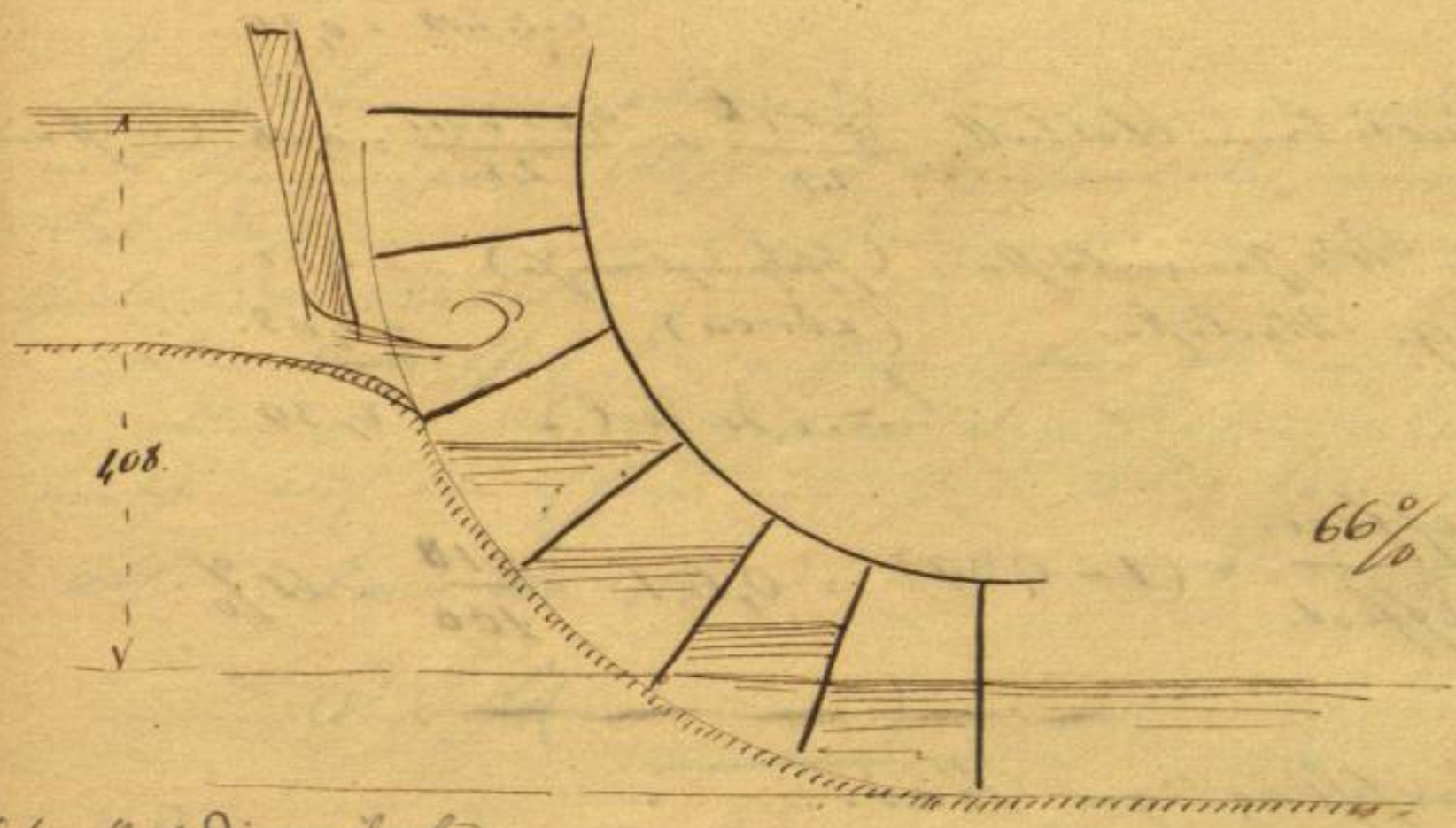
$a = 0{,}60$

$e = 0{,}43$

$v = 1{,}5$

Füllung $\frac{1}{2}$

66 2



(bucketed wheel)

Zellenrad mit Poncelet Einlauf.

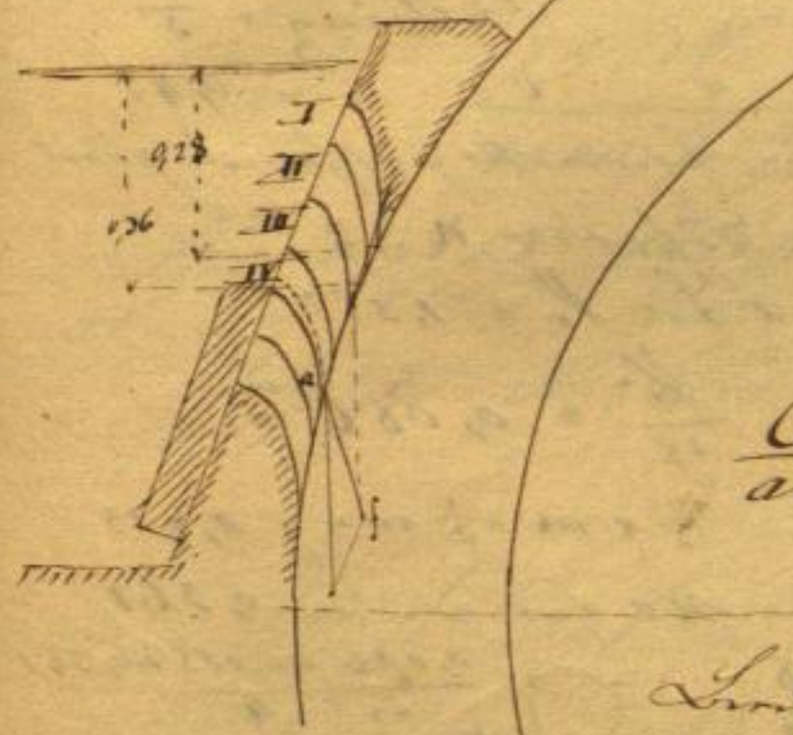
$b = 3^m$
$a = 0,43$
$v = 1'6^m$
Füllung $= \frac{1}{2}$
$\varepsilon = 0,6$
$\zeta = 0,02$

Und fragen wir welche Wirkung hat mein Dreifach Rad. So haben wir.

$$\frac{Q}{abv} = \frac{1}{2}, \quad Q = \frac{1}{2} abv = 1 \text{ cubic m.}$$

$$\begin{array}{r} 960 \\ 958 \\ 60 \\ 60 \\ 56 \\ \hline H = 281 \end{array}$$

$H = 2,8^m$.



Mitte der obern Poncelet = 0,045

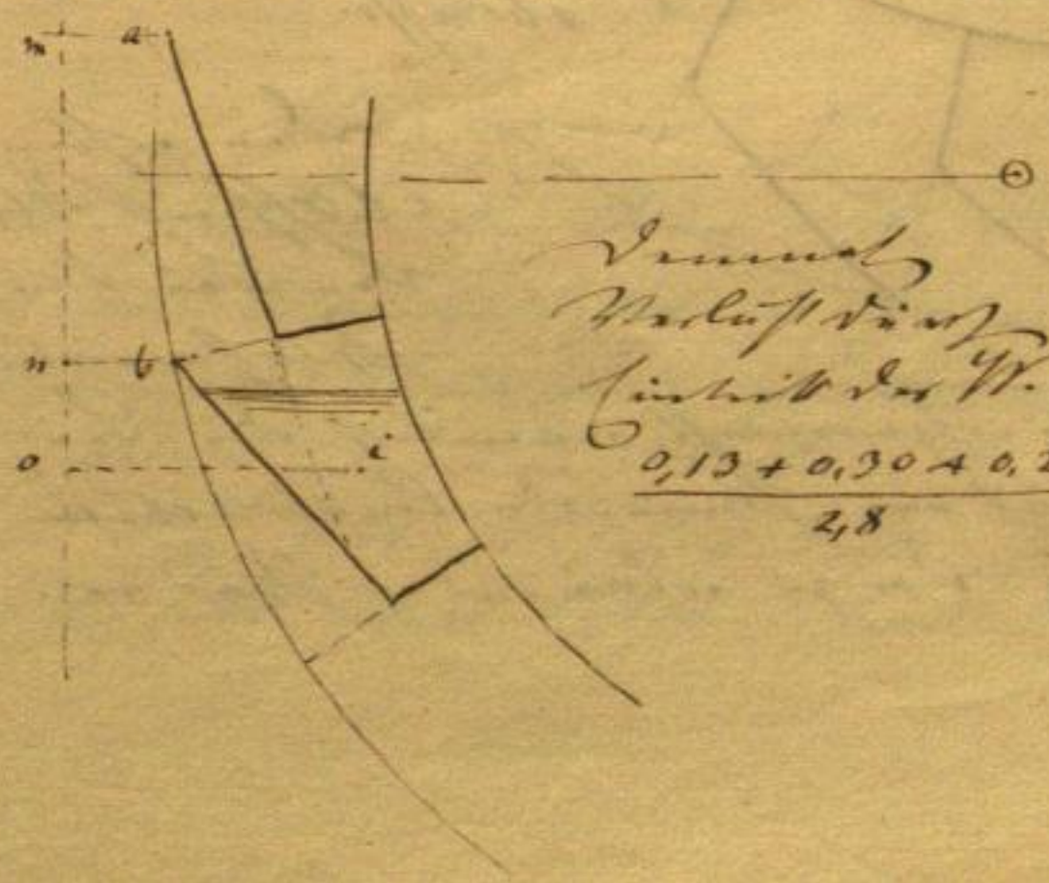
Breite der Öffnung = 3 − 0,1 = 2,9

I. $0,75 \cdot 0,045 \cdot 2,9 \sqrt{2 \cdot 9,81 \cdot 0,28} = 0,234$ c.m. Menge des ausfl. Wassers

II $0,75 \cdot 0,045 \cdot 2,9 \sqrt{2 \cdot 9,81 \cdot 0,36} = 0,266$ c.m. " "

III. $0,75 \cdot 0,45 \cdot 2,9 \sqrt{2 \cdot 9,81 \cdot 0,45} = 0,298$ c.m. $(r = 3^m)$ $(\eta = 0,45)$

IV " " " $\sqrt{\ldots}$ $= 0,322$ c.m.



Summe Verlust durch Eintritt der W.

$$\frac{0,13 + 0,30 + 0,25}{2,8} = 0,24$$

$af = Dr = 1,6^m$

$\frac{v_r^2}{2g} = 0,1305$

$mn = 60$, $\frac{1}{2} mn = 30$

$\frac{1}{2} mn = 0,3^m$

$no = 0,25$

(Jedenfalls eine mit Wirkung ziemlich groß ist.)

Eintritt = 0,24

Verlust beim Austritt $\frac{\frac{v^2}{2g}+\frac{1}{2}k}{2,8} = \frac{0,13+0,11}{2,8} = 0,08$ (mittel)

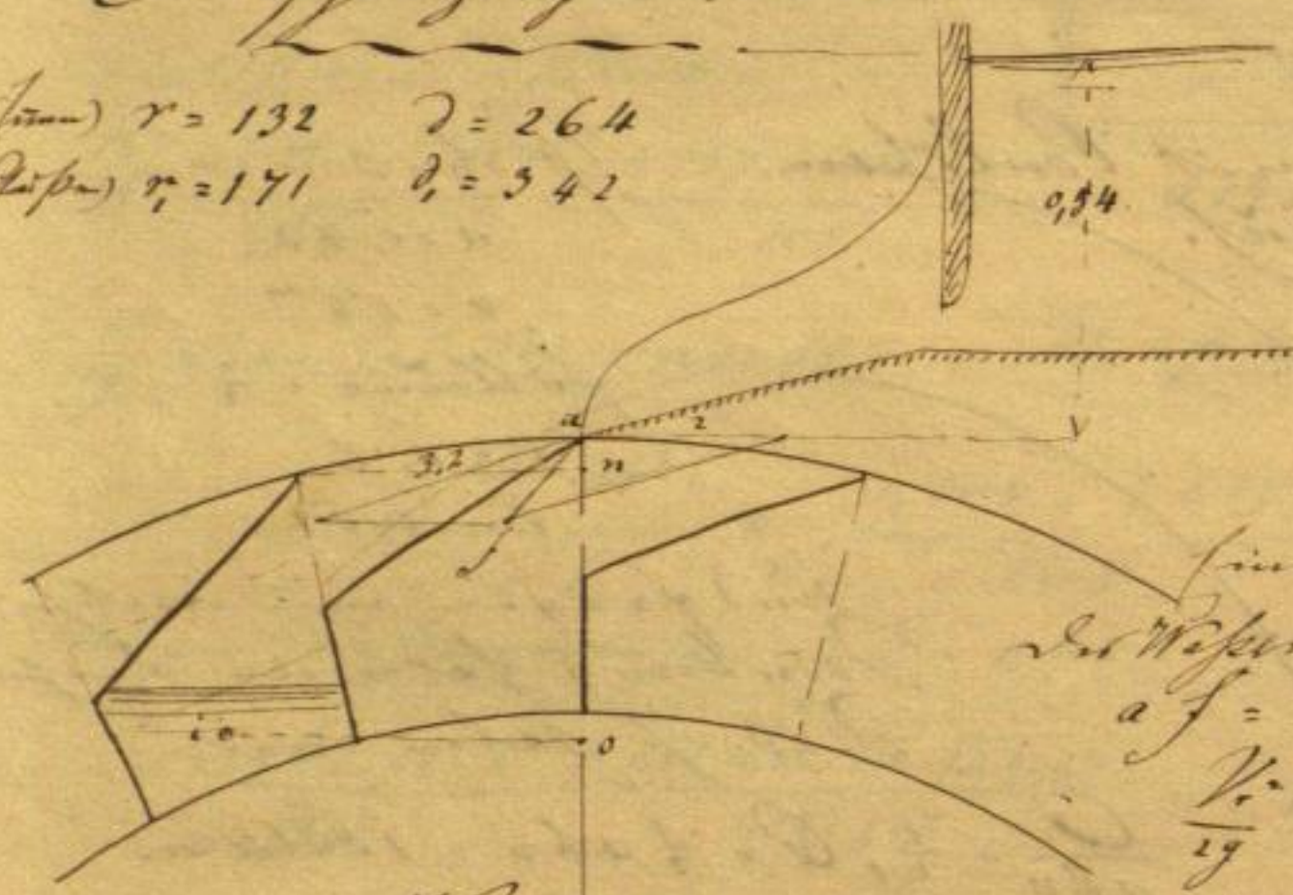
Wegen Wasserverluste (schätzungsweise) = 0,02
Sonstige Verluste (circa) = 0,05.

Summe der Verl = = 0,39

$\frac{\text{Nutzeffect.}}{\text{Abs. Effect.}} = (1-0,39) = 0,61 = \frac{61}{100} = 61\%$

Oberschlägiges Rad.

(Sum) $r = 132$ $d = 264$
(Rissen) $r_1 = 171$ $d_1 = 342$



Gefäll = 2,64 + 0,78 + 0,54
= 4 m.

a = ... 0,39
b = ... 2 m (= 5a)
v = ... 2 m (mittl)
Füllung = $\frac{1}{3}$
c = ... 0,45

Eintrittsgeschwindigkeit des Wassers = 3,2 m.

$af = V_r = 1,3$ m

$\frac{V_r^2}{2g} = 0,086$ m.

$\frac{1}{2}am = \frac{1}{2}mn = 0,025$

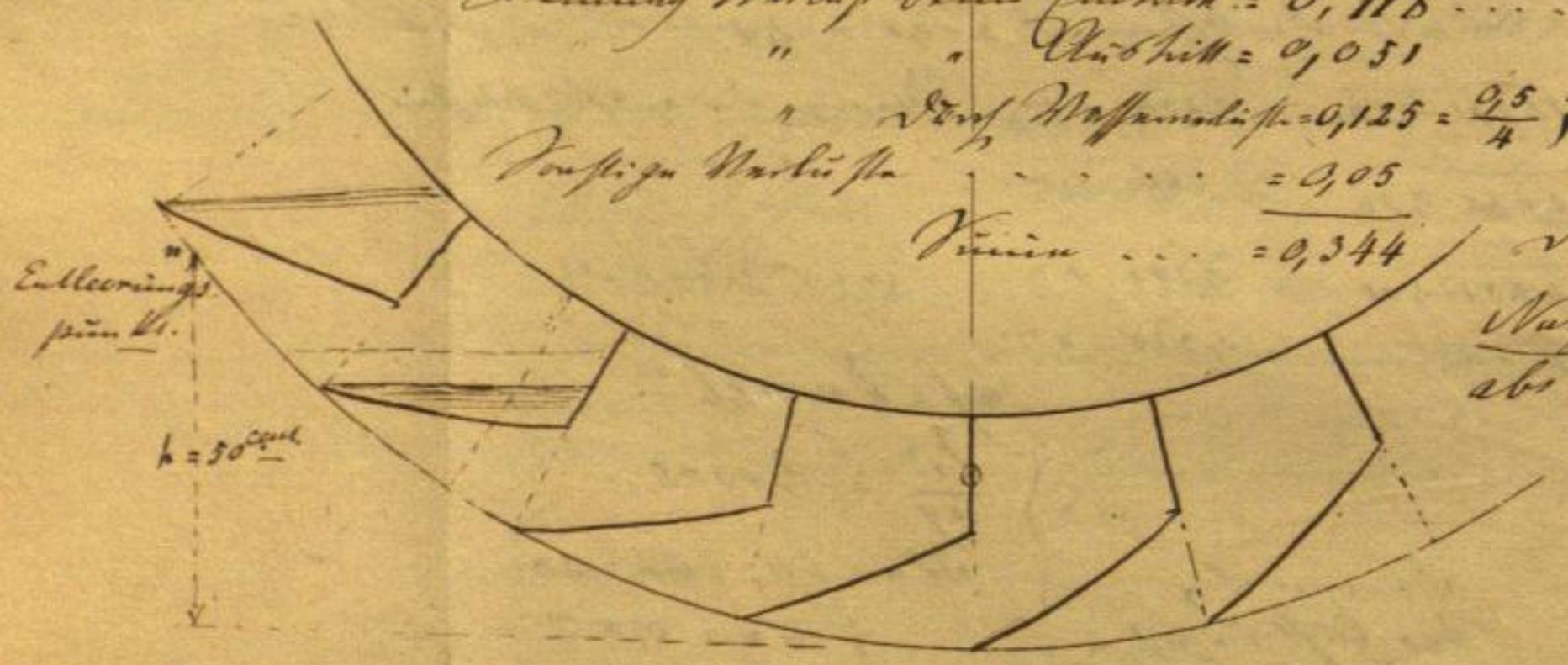
no = ... 0,361

$= \frac{0,086+0,025+0,361}{4}$

Verluste.

Dennoch Verlust beim Eintritt = 0,118
" " Austritt = 0,051
" " durch Wasserverlust = 0,125 $= \frac{0,5}{4}$; $\frac{\frac{v^2}{2g}}{1,6} = \frac{0,204}{4} = 0,051$
Sonstige Verluste . . . . = 0,05

Summe . . . = 0,344



Dennoch

$\frac{\text{Nutzeff.}}{\text{abs. effe.}} = 0,656 = 66\%$

Den ersten Abschnitt über den Bau der Wasserräder

Setzen wir nun durchgenommen nämlich die Berechnung der bestehenden Räder zur Grund der Construction der gegen. Zeichnung der zu erbauenden Räder.

Nun haben wir aber noch den 2ten in manchen Fällen nicht geringen Abschnitt abzusondern, nämlich die Bestimmung der Dimensionen der einzelnen Theile des Rades.

Der Nutzeffect E_n erscheint hier als eine Function aller der Dimensionen des Rades a, b, c, d, e ... welche auf den Effect einfluß haben können

also $E_n = f(a, b, c, d \ldots)$ und ebenso Q

$$Q = f(\ldots\ldots)$$

Ist für die Erbauung eines Rades N_n und H bekannt, so giebt man darauf die Wassermenge die auf das Rad zu wirken hat auf folgende Art.

Es ist: $N_n = \eta \cdot \frac{1000\, Q \cdot H}{75}$.

$$Q = \frac{75 \cdot N_n}{1000 \cdot \eta \cdot H}$$ wo η hier die Nutzeffect pro centa der Leistung des Rades angiebt.

Seite 158 Wasserräder sind durch η angegeben.

od. " Resultaten.

Es ist z. B. $N_n = 40$ $H = 5^m$ $\eta = 0{,}7$ $Q = \frac{75 \cdot 40}{700 \cdot 5} = \frac{6}{7}$.

Dieselben Formeln nun wie Effect des Rades ist

$$1000\, Q \cdot H - \left\{ 1000\, Q \frac{(V-v)^2}{2g} + 1000\, Q \frac{v^2}{2g} \right\} = E_n$$

$$1000 \cdot Q \cdot H = 1000 \cdot Q \cdot \frac{V^2}{2g}$$

$$E_n = \frac{1000\, Q}{g} (V - v)\, v \,; \quad \frac{\partial E_n}{\partial v} = 0 = (V - v) - v$$

Maximum für $v = \frac{1}{2} V$.

Nehe die Lente der Räder V. 42 Bei ä. 169 Wasserräder.

Will man aber einen höhern Effect hervorbringen, so muß man die Lente etwas größer nehmen, denn bei einer gr. Lente ist die Wassergeschw. der Strahl dieser, was wegen dabei eintretenden Stoßes sehr gut ist. Ihr Nachtheil ist blos der daß sie aber etwas kostspieliger. Man nimmt dann statt 1,75 H = 2

" . . . . . " 2,25 " 3

Dann kann man sich aber auch für verschiedene Querschnitte $\frac{b}{a}$ bestimmen. zb.

statt 1,75 . . . 1,5
" " 2,25 . . . 2.

Ist nun $\frac{b}{a}$ bestimmt so haben wir.

$$Q = m\,ab\,v.$$

$$\frac{a}{b}\,b^2 v^2 = \frac{Q}{m} \quad \text{od.} \quad b = \sqrt[2]{\frac{Q}{mv}\cdot\frac{b}{a}} \qquad a = \frac{b}{\frac{b}{a}}$$ S. 142 Resul.

Beispiel zum Gebrauch der Resultate

Angenommen wir haben uns für ein Wasserrad entschieden zu haben

$H = 2{,}5^{m}$ . . . . $= 2{,}5$
$Q = 1{,}5^{m}$ . . . . $= 1{,}5$
$N_a = \frac{1000 \cdot 2{,}5 \cdot 1{,}5}{75} = 50$ Pferde.
Procente . . . . . 0,65.
$v =$ 1,4
$R = 1{,}25\,H$ . . . . 3,13 m.
$m =$ . . . . . $\frac{1}{2}$
$\frac{b}{a} = 1{,}75\sqrt[3]{N_a} = 1{,}75 \cdot 3{,}684 = 6{,}45$
$b =$ . . . . . 3,71 m
$a = \frac{b}{\frac{b}{a}} =$ . . . . . 0,57 m
Anzahl der Radarme $2(1+R) = 8$.
$\left(\frac{2R\pi}{0{,}2+0{,}7a} = \right.$ . . . . . $\left. 32{,}77\right)$

Lesen wir aus Taf XVI Fig. 5 für den vorliegenden Schaufelrad mit Ueberfall Einlauf

$\left(b = \sqrt{\frac{Q}{m \cdot v}\cdot\frac{b}{a}}\right.$ Seite 142. $\left.\text{N. } 172 \text{ Rel.}\right)$

$$b = \sqrt{\frac{1{,}5 \cdot 6{,}45}{0{,}5 \cdot 1{,}4}} = 3{,}71^{m}$$

$\left(\text{Anzahl der Schaufeln. S. 142 d}\right.$
$\left.\frac{2R\pi}{0{,}2+0{,}7a} = 32{,}77.\right)$

Demnach zunächst in durch 8 theilbare Anzahl Schaufeln annehmen, da sich dieselbe nur grob ausfällt.

Lassen wir aber wie wir 40 annehmen, da sich dieselbe durch die Regeln der Schaufelstellung nur grob ausfällt.

Um ε zu bestimmen, nehmen wir ein ordentlichen Rad an als $\varepsilon = 0{,}02$ m

e Schaufelentfernung $= \frac{2R\pi}{32} =$ . . 0,612.
ε. Spielraum . . . . . 0,01 m.

Zweites Beispiel.

Es ist also angenommen, daß wir uns für ein Rad entschieden hätten. Es sei.

$H = 8^{m}$ es soll ein N_a hervorgebracht werden $= 42$ Pf.
$N_a = 42$ Wir nehmen nun ε zu bestimmen hypothetisch an, daß wir ein oberschlägiges Rad nehmen.
für dieses ist Procent. 0,75
$1000\,Q\,H \cdot 0{,}75 = 75 \cdot N_a$, daher $Q = 0{,}525^{cm}$

$N_a = \frac{42}{75} : \ldots = 56$ Pferde.

Suchen wir nun auch in unsere Tabelle für $H = 8$ und $Q = 0{,}5$ so werden wir mittelst eines oberschlägigen Rad geführt.

Angenommen $V = 2v$.

$V = 3^m$. $\frac{V^2}{2g} = (\text{nach Tabelle. } 120 \text{ Pferde} = 4{,}6)$

$\frac{v^2}{2g} = \ldots 0{,}46$

$R = \frac{1}{2}\left(H - \frac{v^2}{2g}\right) = \ldots 3{,}77$. $\frac{b}{a} = 2{,}25\sqrt[3]{N_a} = 2{,}25\sqrt[3]{56} = 2{,}25 \cdot 3{,}825 = 8{,}61$.

Füllung $= \ldots \frac{1}{4}$

$\frac{b}{a} = \ldots 8{,}61$

$b = \ldots 3{,}47^m$. $b = \sqrt{\frac{Q}{mv} \cdot \frac{b}{a}} = \sqrt{\frac{0{,}525}{0{,}25 \cdot 1{,}5} \cdot 8{,}61} = \sqrt{12{,}05} = 3{,}47$

$a = \frac{b}{\frac{b}{a}} = \ldots 0{,}403$ $a = \frac{3{,}47}{8{,}61} = 0{,}403$

Anzahl der Arme $\ldots 10$ $2(1 + R) = 2 \cdot 4{,}77 = 9{,}54$

$\frac{2R\pi}{0{,}2 + 0{,}7a} \ldots 50$.

Theilung $\ldots 0{,}4738$ $\left\{ \frac{2R\pi}{0{,}2 + 0{,}7a} = \frac{23{,}691}{0{,}4821} = 49{,}1 \text{ nächste Zahl} \right.$ die durch 10 theilbar 50. $\left. \right\}$

Umdrehungen der Räder.

pr. 1 Min. u. b =

$9{,}548 \frac{v}{R} = \ldots 3{,}8$ Umdr. (Theilung $\frac{2R\pi}{50} = 0{,}4738$)

Somit hätten wir die Dimensionen der Räder u. bestimmt u. wir können an deren Aufzeichnung

Ueber den ——— Bau der Räder

haben wir $Q = 1{,}5\,C^m$ $H = 2{,}5$ Metr. $N_a = 50$ Pf.

Dann erhalten wir ein Schaufelrad mit Ueberfallschlauch.

$\frac{N_n}{N_a} = \frac{2}{3}$ demnach $N_n = 33\frac{1}{3}$ Pferde.

Umfangsgeschw. $v = 1{,}5$ $R = \frac{5}{4}H = 3{,}1^m$

$m = \frac{Q}{abv} = \frac{1}{2}$ $\frac{b}{a} = 1{,}75\sqrt[3]{N_a} = 6{,}45$.

$b = \sqrt{\frac{Q}{m \cdot v} \cdot \frac{b}{a}} = \sqrt{\frac{1{,}5 \cdot 6{,}45}{1{,}5 \cdot 0{,}5}} = 3{,}605^m$ $a = \frac{3{,}605}{6{,}45} = 0{,}559$.

Anzahl der Arme $2(1 + R) = 8{,}4$ also 8 Arme

$\frac{2R\pi}{0{,}2 + 0{,}7a} \ldots = 32{,}5$, Anzahl der Schaufeln $= 32$.

Anzahl der Umdr. $n = 9{,}548 \cdot \frac{v}{R} = 4{,}62$

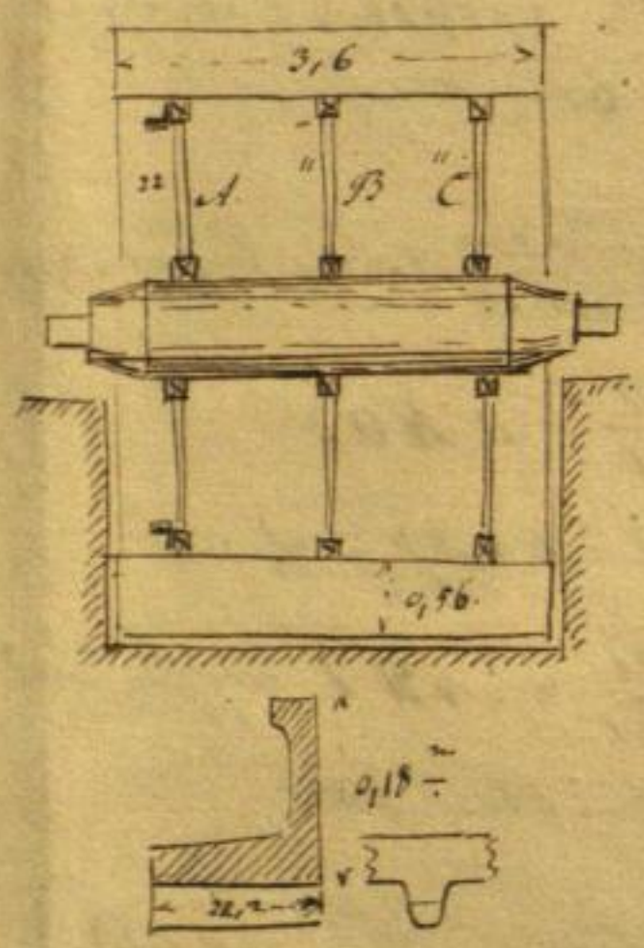
Hier wollen wir solide Holzconstruction machen.

Zahnkranz. Wollen wir ein Transmissionsrad.

construiren, so hätten wir $d = 16 \sqrt[3]{\frac{33.3}{4.62}} = 33^{cm}$.
6fach also $r = 1{,}98^{m}$ ∴ demnach

$\beta = 43$ cent. folglich sind wir ~~ß~~ gezwungen
einen Zahnkranz zu machen, da wir dieses β für
ein Frauenmitleiterrad nicht aufführen können.

<u>Anzahl der Radzähne</u>. Da das Rad über 3m breit
wird so nehmen wir 3 Stern
nehmen. Für B & C haben wir ing. d



(B) $16 \sqrt[3]{\frac{11}{4.62}} = 21$ ∴ für A

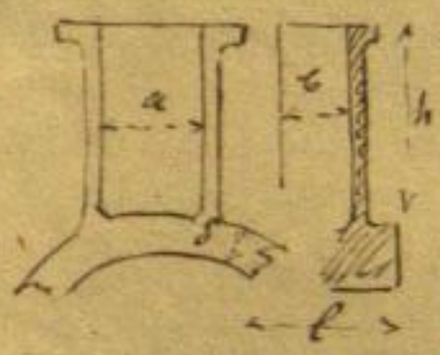
A) $16 \sqrt[3]{\frac{22}{4.62}} = 27$.

h für B & C $= 0{,}86 . 21 = 18$ ∴ $b = 13$

für A ... $0{,}86 . 27 = 23$. ∴ $b = 16$.

Durchm. der Zapfen. $d = 3 . \sqrt[3]{33} = 17$ cent.
Wellendurchm. $= 4 . d = 68$.
(wenn gesetzt, daß gutes Eisen selbst ist).
Stärke der Kranzes $= 0{,}18^{m}$
Radius der Seitbreites $= 2{,}32^{m}$.
Umfang provisorisch $= 2{,}1 . 4{,}04 = 8{,}484$
Anzahl Zähne $\frac{2 . 232 . 3{,}14}{8{,}484} = 172$.

Wir nehmen nun eine Zahl, die durch die Anzahl der
Arme also durch 8 theilbar ist, da wir auch 8 Segmente
nehmen, also 22 Zähne pr. Segment, also 176 Zähne
Für die Rosette haben wir.



starke Rosette $a = 23$. Hr. $b = 16$.
$h = 46$. $s = 6{,}1$. $l = 25$

Schaufelbreite $= \frac{56}{14} = 4$ cent.
Radboden ..... 4 ..
Gerinnboden = ... $5{,}6$ cent.
Demnach haben wir zur Construction
dieses Rades alles vorbereitet.

Details. Tig i Verbindung der Radkränze für Stiz
Schaufelräder. Ebenso II.
III. Verbindung der Arme mit dem Radkranz
IV. Verbindung der Regel mit den Regelkränzen
IV. Dasselbe mit Verbindung der Arme an den Kranz
Die wären die Details für Schaufelräder

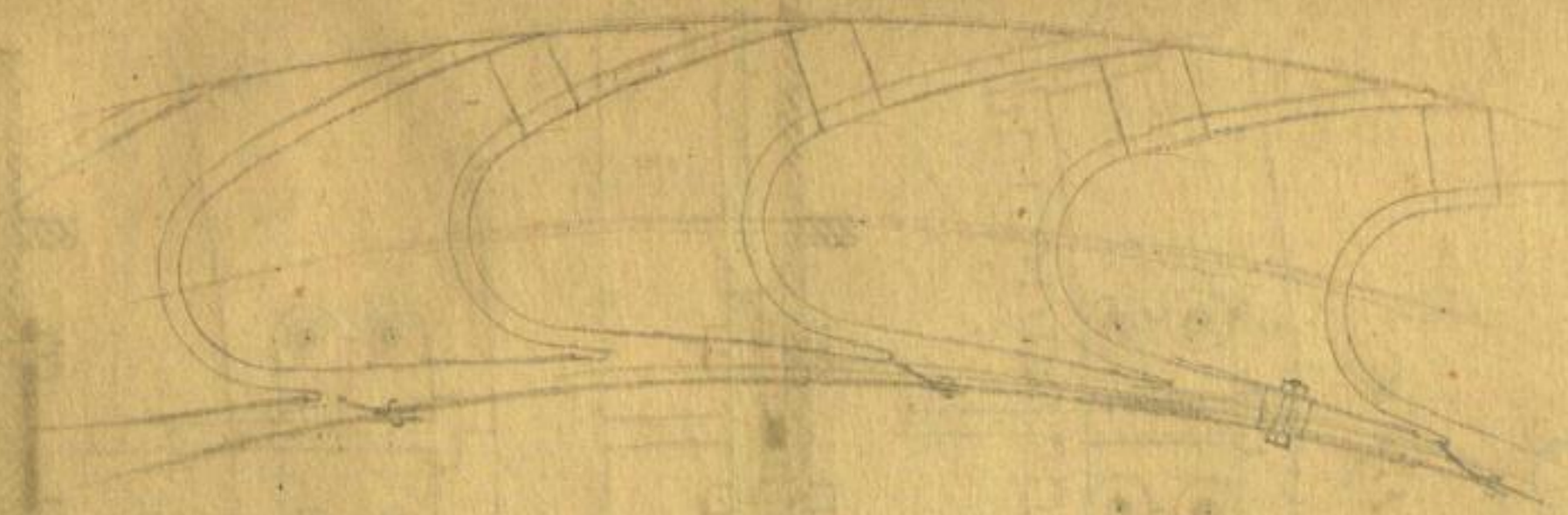


Fig. I

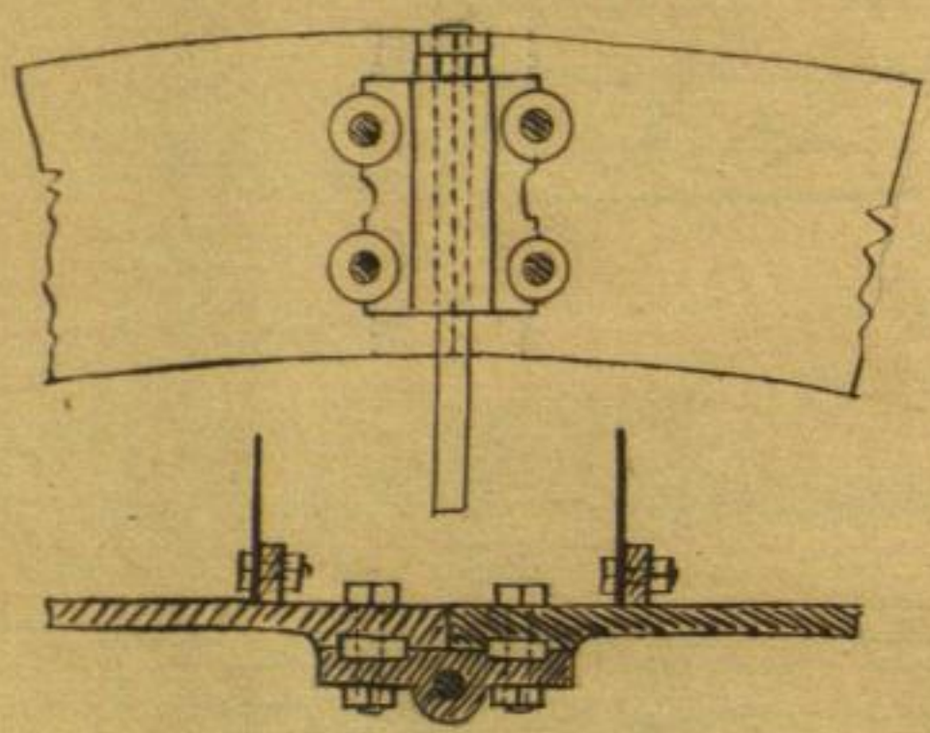


Fig. II.

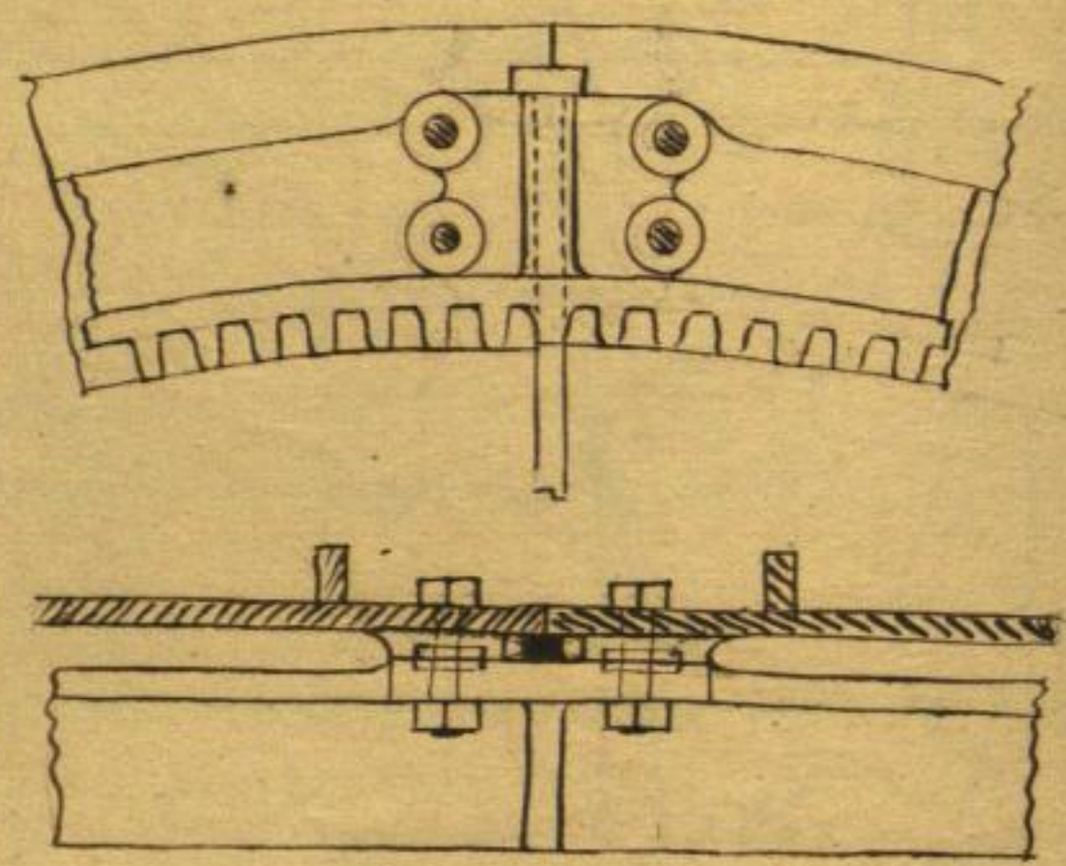


Fig. I Verbindung von Radialstangen mit dem Seitengetäfer und zugleich Verbindung von zwei Stücken des Seitengetäfers

Fig. II. Verbindung von Radialstangen mit Seitengetäfer und Zahnkranz und Benutzung des Zahnkranzes zur Verbindung von zwei Seitengetäferstücke.

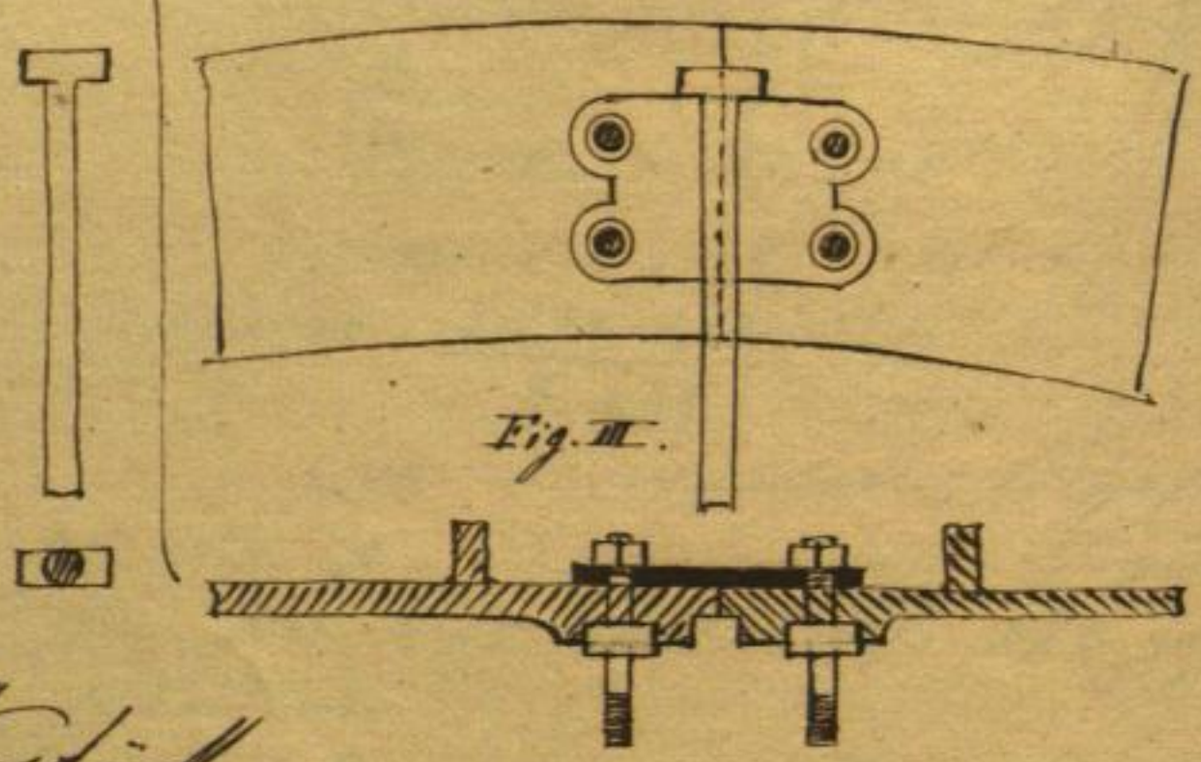


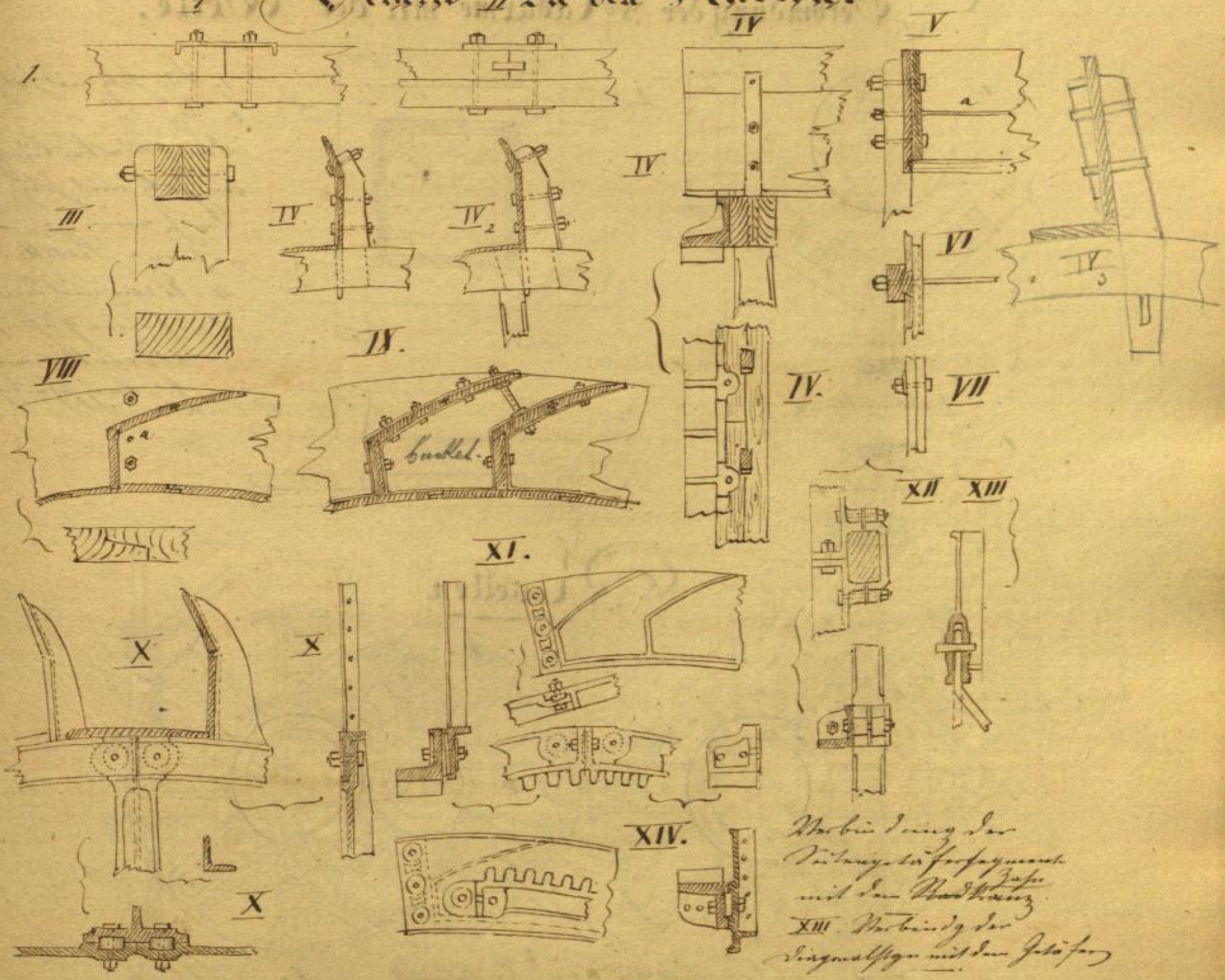
Fig. III.

Es ist wünschenswerth die Verbindung der Seitengetäfer Stücke in Abhängigkeit von der Verbindung mit dem Zahnkranz zu haben. In diesem Falle kann Verbindung Fig. III angewendet werden. Es ist diese Verbindung zwar etwas theurer, allein für das Montiren sehr bequem.

der Räder nach.

Ventilation für Rückschlächtige und Oberschlächtige Kübel Räder. die Ventilation geht der ganzen Breite

Details zu den Rädern.



Zu No IV ist zu bemerken, daß, damit der Zahnkranz vollkommen rund bleibt, von demselben Schmiedeisernen Ringe nach den Rosetten gehen.

V. Verbindung des Radarmes mit den Vorlegeläufer od. der Radfelgen. Die Radbodenbretter sind die die äußeren Felgenbretter eingelassen u. werden mittelst Schmiedeisernen Ringelchen a fest zusammengeschraubt

VI u. VII. Gehören zu V., VIII Durchschnitt.

IX. Dasselbe mit Verstärkung durch Bänder u. Nägelchen

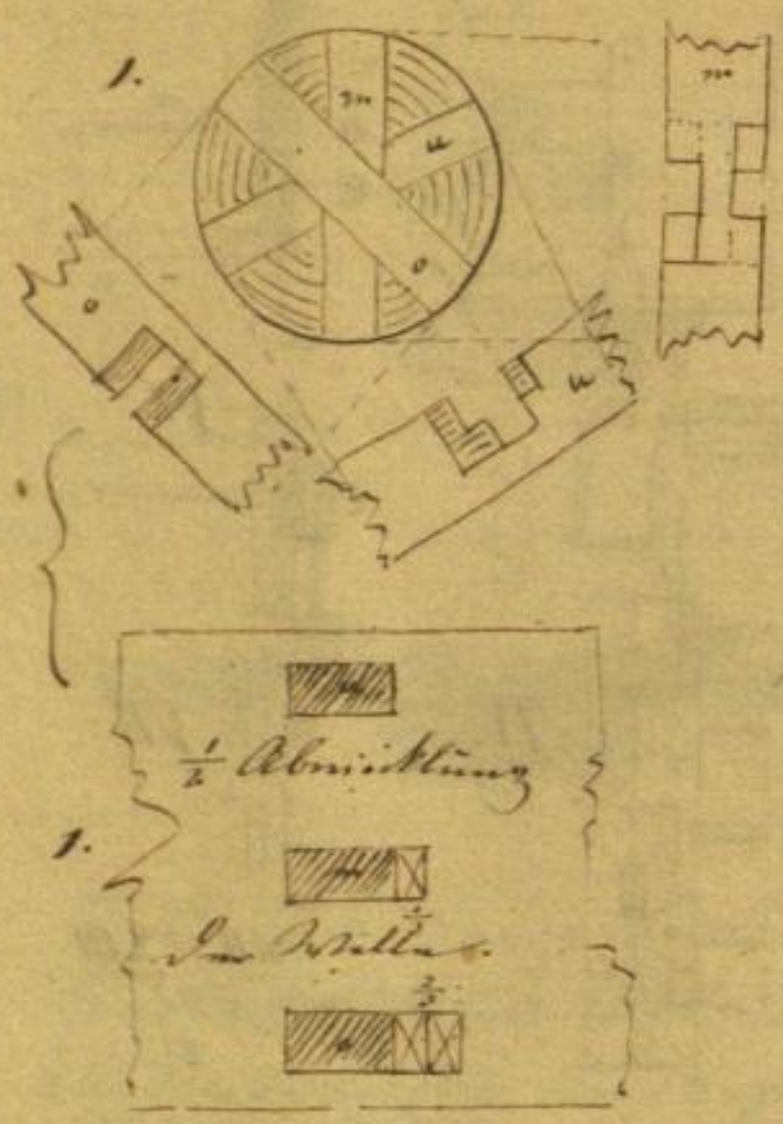
X. Verbindung des eisernen Radarmes mit dem Regelkranz

XI Verschiedene Ansichten der Vorlegeläufer.

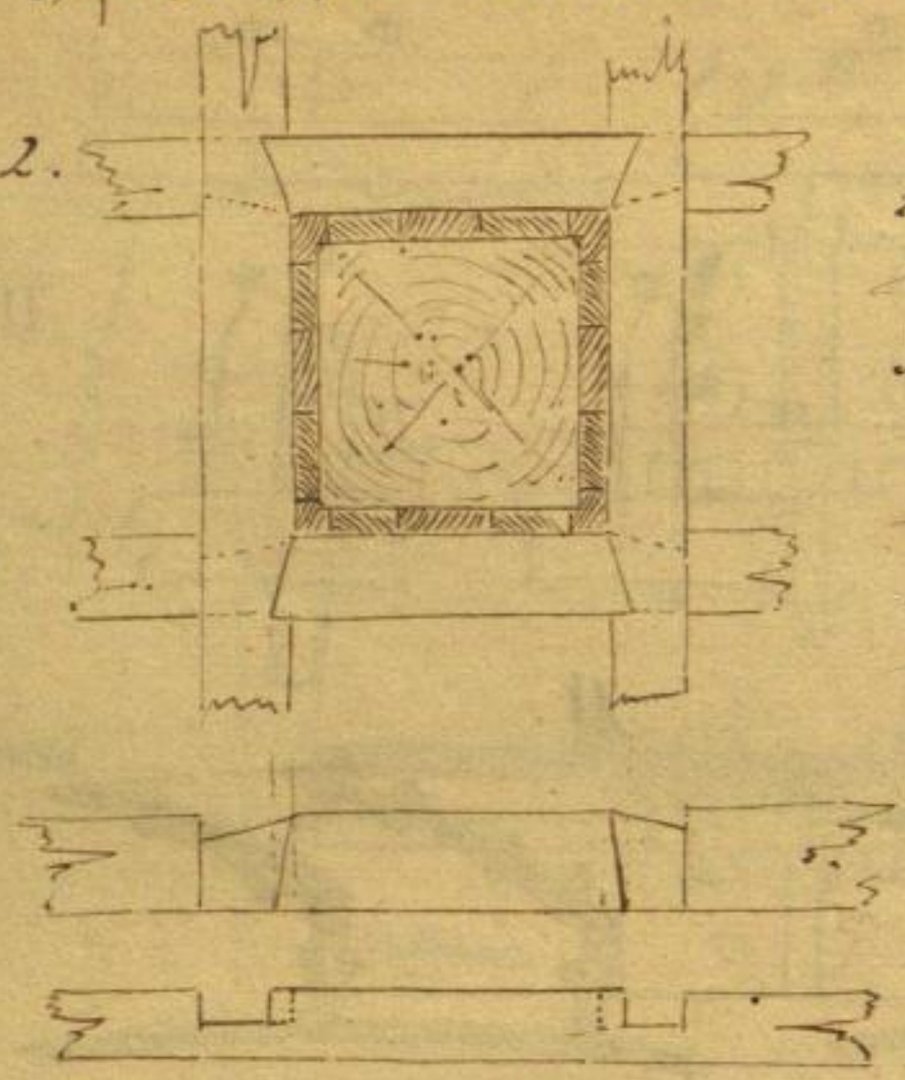
XII. Verbindung der Arme mit dem Zahnkranz. —

Verbindung der Radarme mit der Welle.

1.



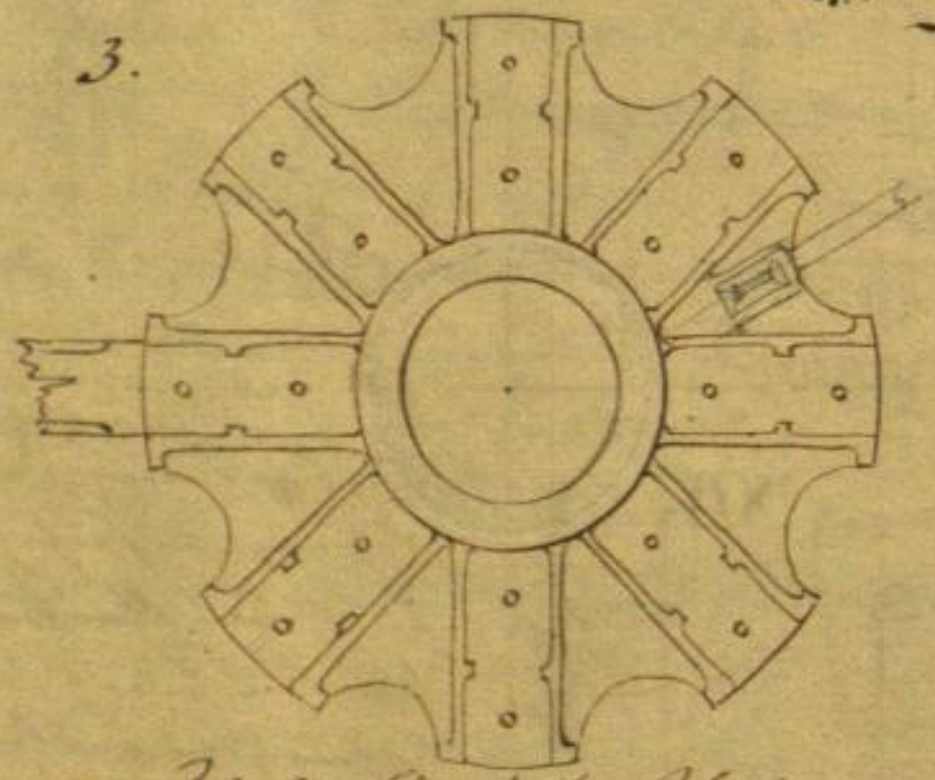
2.



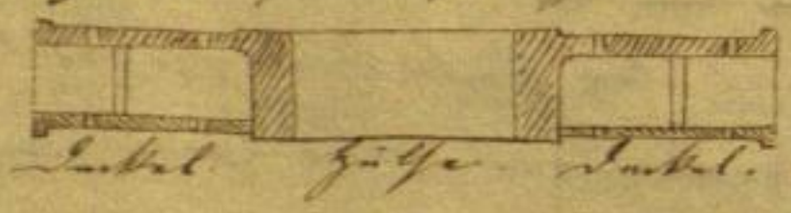
1. Nur Holz mit Holz
2. " " " "
Durch Wellenteilung
3. Holz mit Holz
Durch eine
eiserne Rosette
4. Eisen mit Eisen
Durch eine geschlossene
Rosette mit
Einlegestücken

Rosetten.

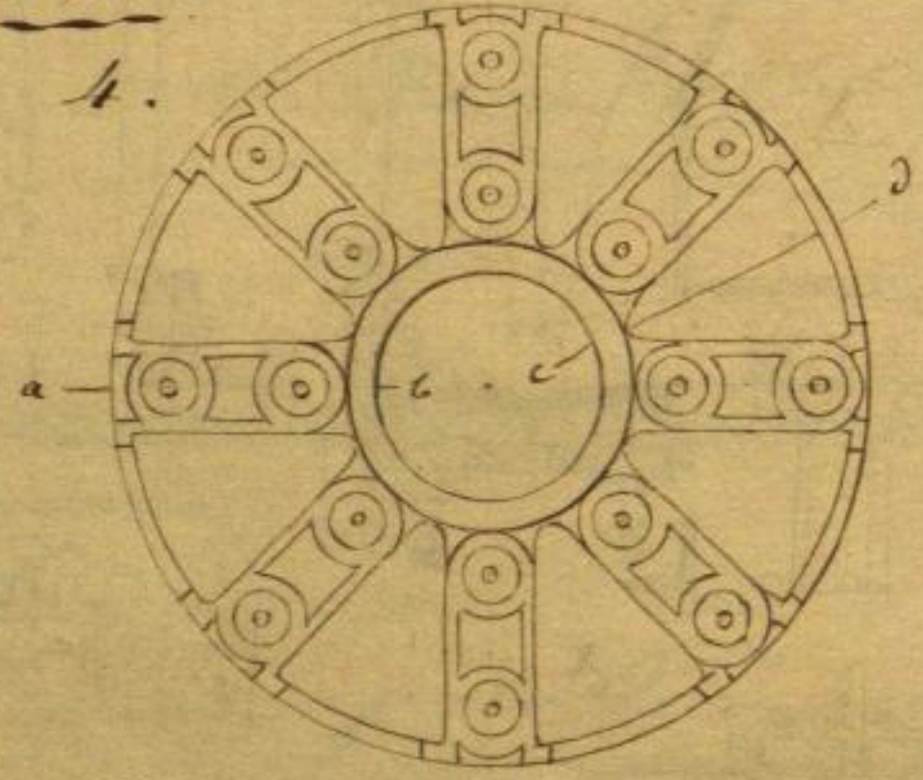
3.



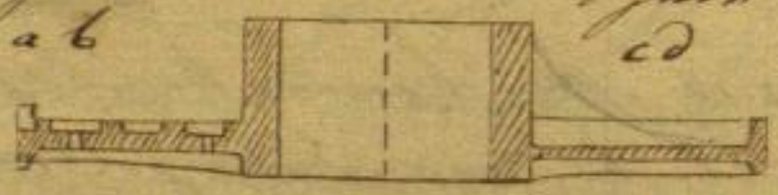
Zu 3. Grundriß i. Schnitt.



4.



Schnitt ab

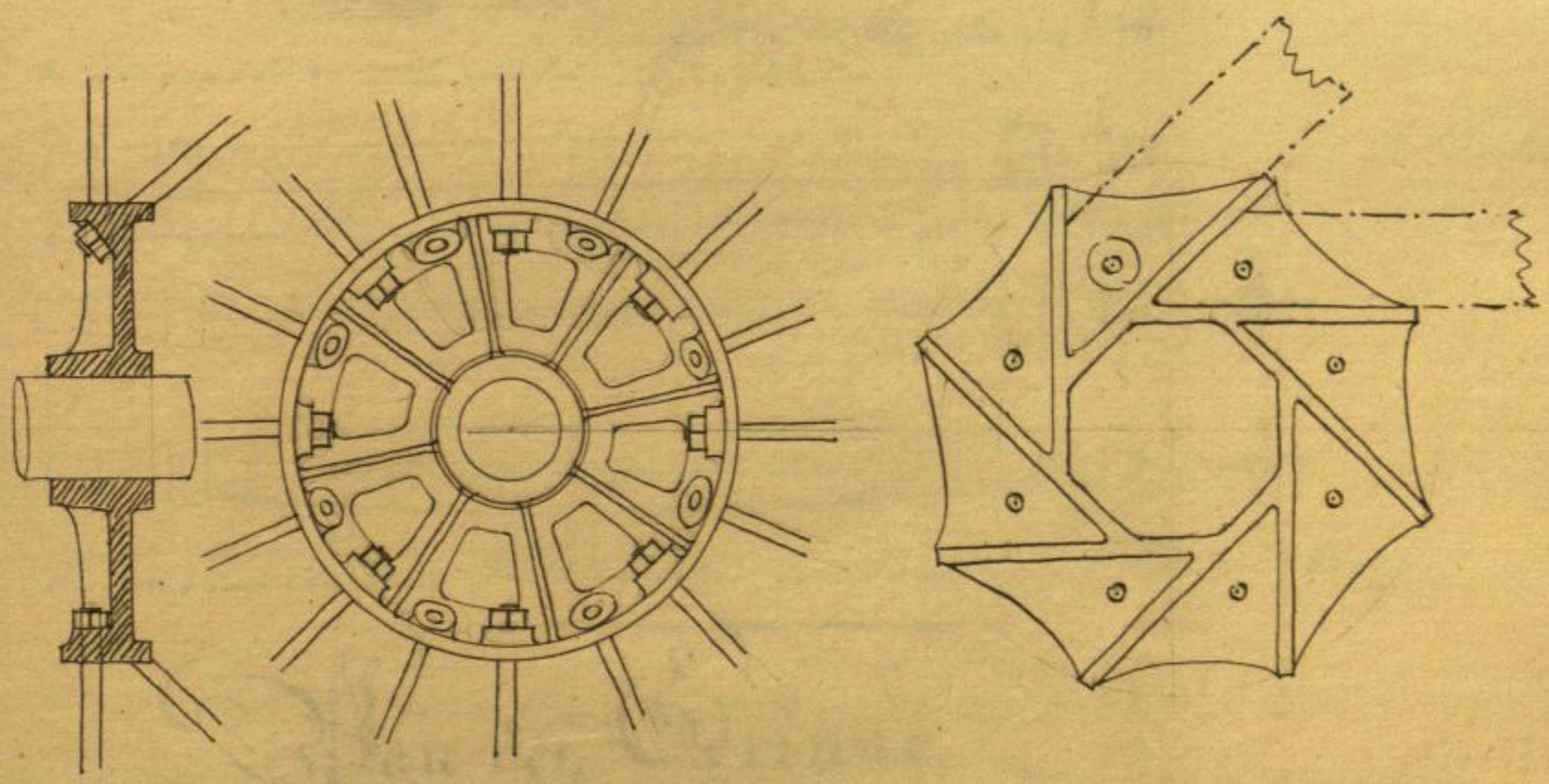


4. Schnitt cd

Wellen.

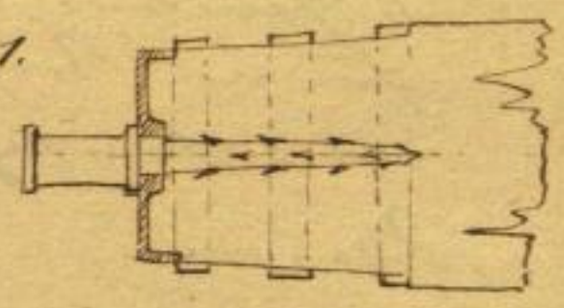
1. Von Holz mit Andeutung der Befestigung des eisernen Zapfens
2. Eine größere hölzerne Welle mit Befestigung des Zapfens der schon von Gußeisen an die Nabe angegossen ist.
3. Eiserne Welle für 2 Rosetten, sowohl als Trag- als Transmissionswelle zu gebrauchen

Wasserrad

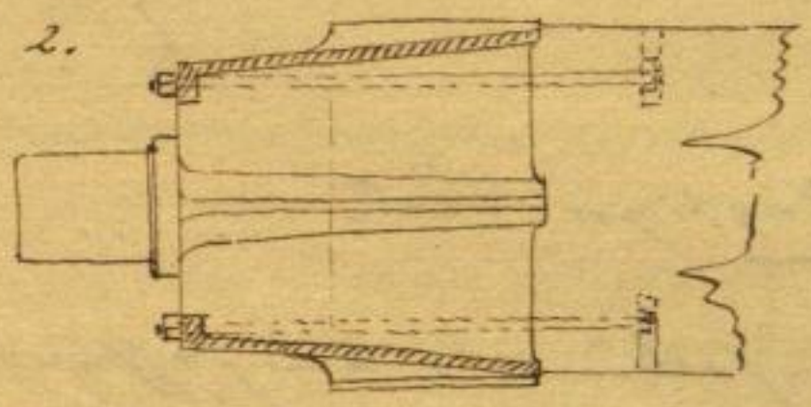


Wasserrad-Wellen.

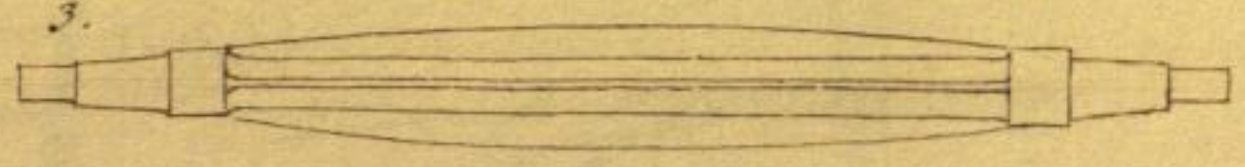
1.



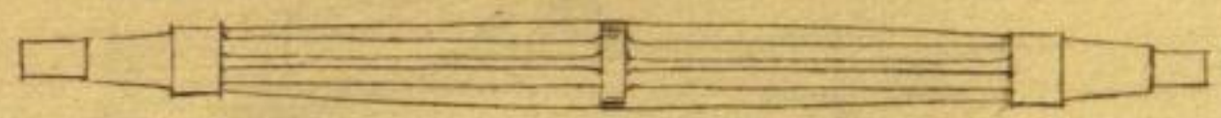
2.



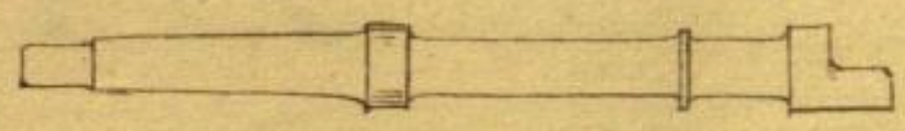
3.



4.

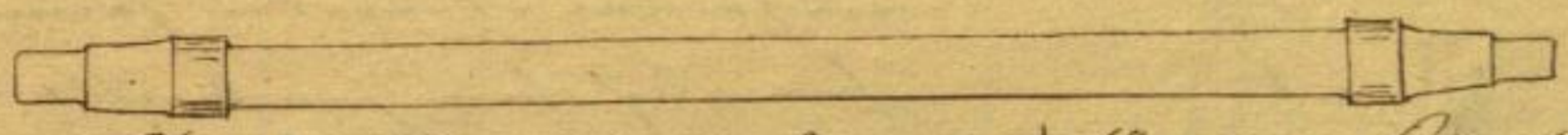


5.

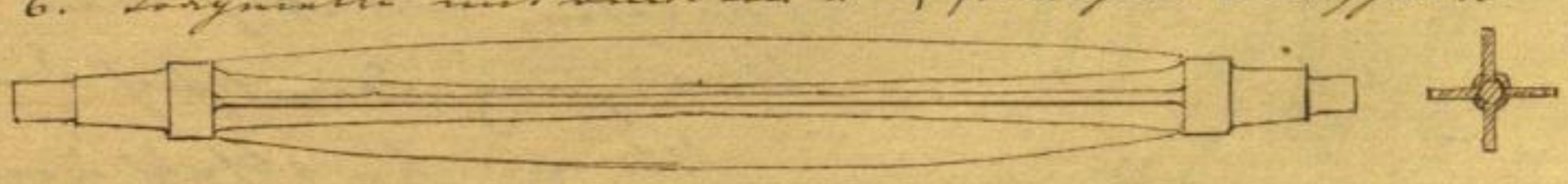


4. Eiserne Welle für 3 Rosetten
4. Transmissionswelle mit Wellkupplung

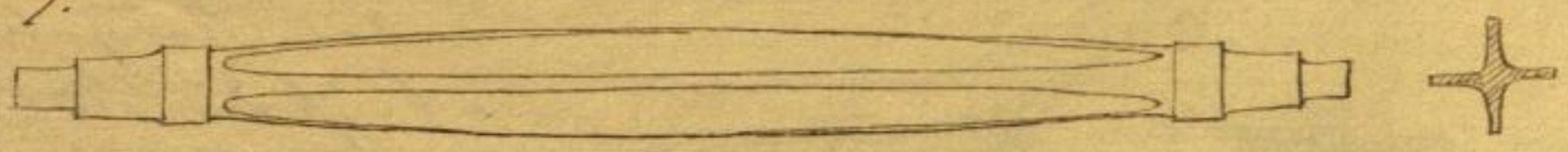
5. Zapfwelle mit runden Querschnitt.



6. Zapfwelle mit runden u. + förmigem Querschnitt.



7.

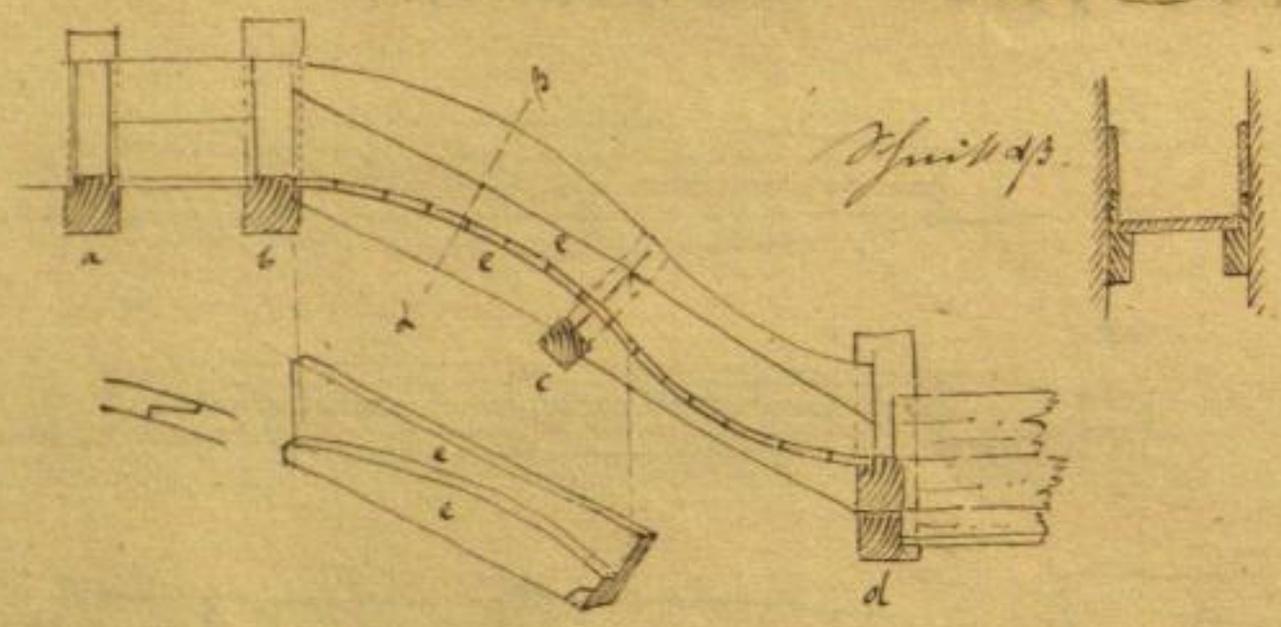


7. Zapfwelle von Redtenbacher construirt mit blossem Kreuz

Bau der Gerinne.

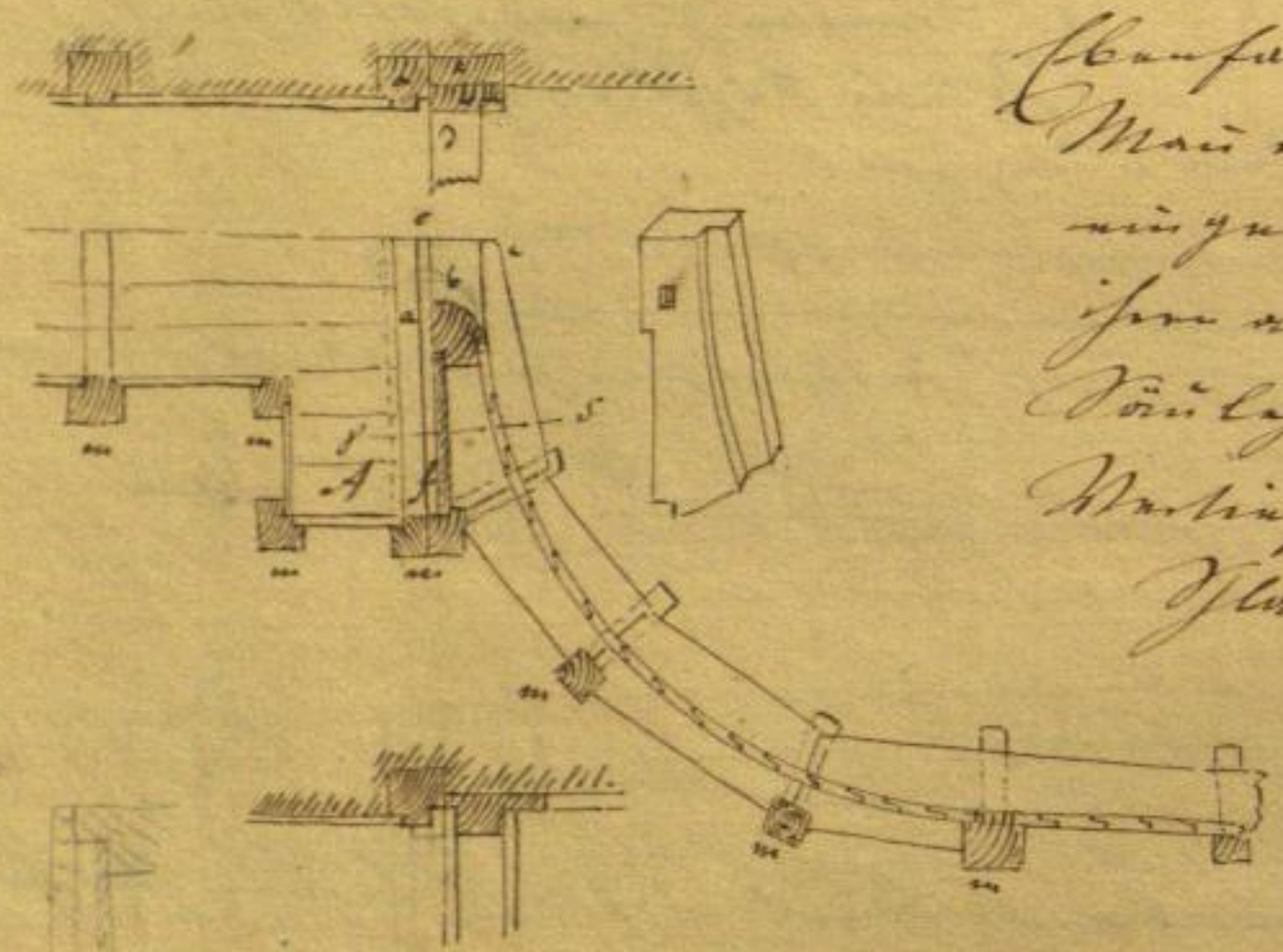
1. Brückgerinnen. Es werden erst 4 Mauern aufgemauert, in die nöthigen Löcher eingemauert werden, die auf vorst. bei den Pfeilern kleine Säulen eingesetzt werden, die oben. falls eingemauert werden. Auf diese Zapfbalken werden Längenhölzer aufgelegt, die nach der Krümmung des Gerinnes zugeschnitten sind. (Sog. Krümmenhölzer). Auf diese Hölzer werden eine noch Latte aufgenagelt, die die Krümmung bilden, die an die Säulchen angenagelt wird. Sodann werden die Krümmenhölzer mit Lattchen bedeckt, die dann die Oberfläche des Gerinnes bilden –.

Construction der Gerinne.



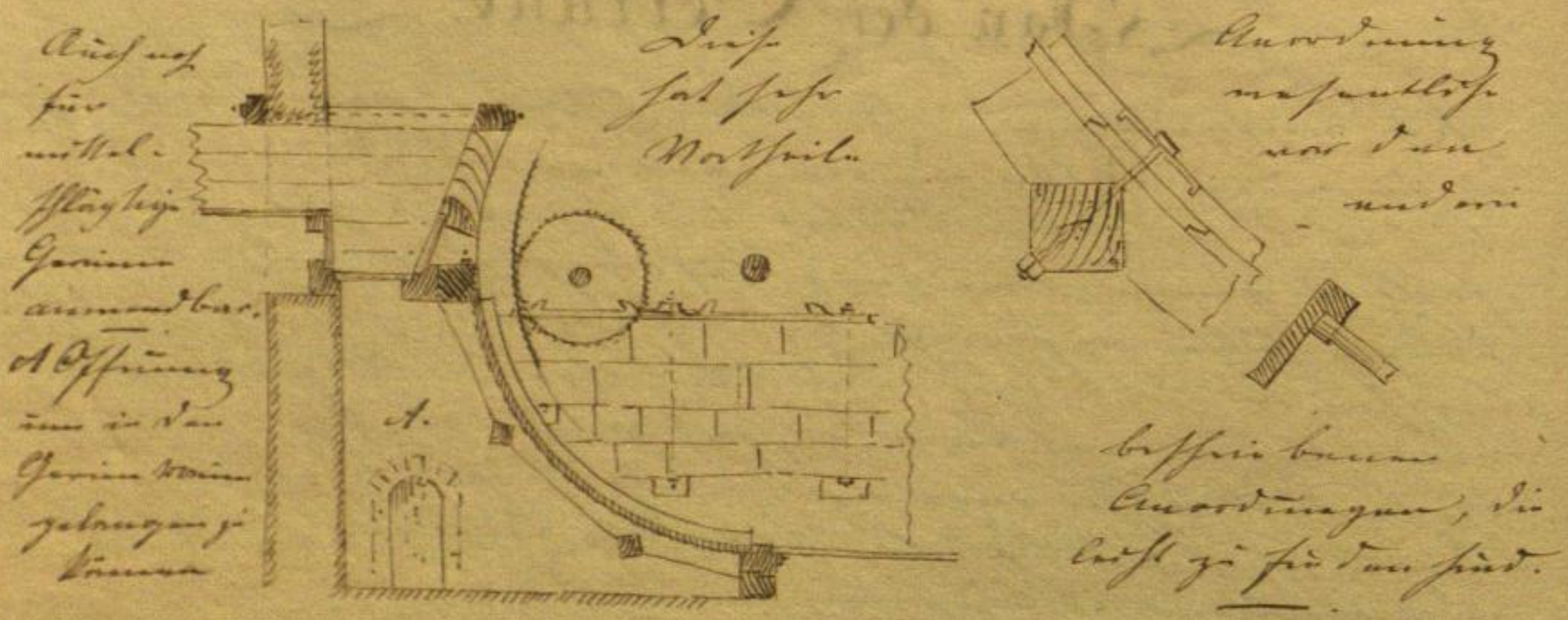
1. Gerinne für ein Kropfrad mit 2 Umfassungsmauern.

2. Für ein gropfend Mittelschlägtiges Rad.



Ebenfalls mit 2 umfassenden Mauern, an die die Lattenstöcke angenagelt werden, damit sie auf ihren Fundamentpfählen. Bei S ist eine Wartschwing, damit sich der Schlamm hier absetzt und nicht in das Radgelange gelangt. a f. ist die Nute für den Schützen.

3. Gerinne für ein mittelschlägiges Zellenrad.



Das Gebäude muß natürlich immer auf der Seite von Wasser ein bißl liegen, da im andern Fall.

1. das Gebäude erstlich in seine Lage eingepaßt zu werden aus demselben Grund der Gefahr wird und.

2. der Zapfen des Rades nicht nur das Gewicht des Rades sondern auch noch den Druck gegen den Zapfen aufzufallen hat.

Die beste Lage des Gerinnes ist die, wenn dessen Halbkreis (oder Krümmungsstelle mit dem Zapfenkreis des Rades) in den Spiegel des Wassers fällt.

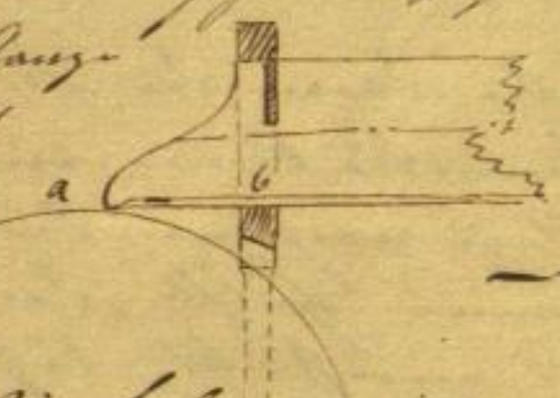
Für kleinere Räder kann man auch sehr einfach i billige Weise eisernes Gerinne Construiren, wenn man sich der Mühlbäuerischen alt Röhrn stücke bedient und hierauf dann den Gerinneboden legt.

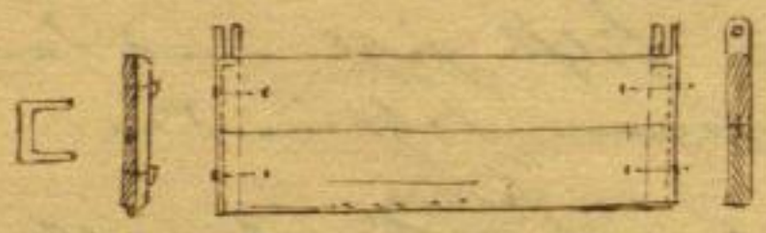
Man kann auch das Gerinne aus Mauerstein machen, und dann die selben mit hydraulischem Kalk überziehen, das man dann sehr schön und stark kann

4. Gerinne für oberschlägige Räder.

hydraulischer Kalk.

Ist die Länge ab sehr lang so kann man der Zapfen bei a aufhängen.





Wie halb es sich nach von 3 Dinge zu schauen.

1. Von der Ausführung
2. Von der Aufstellung
3. Von der in Gang setzung

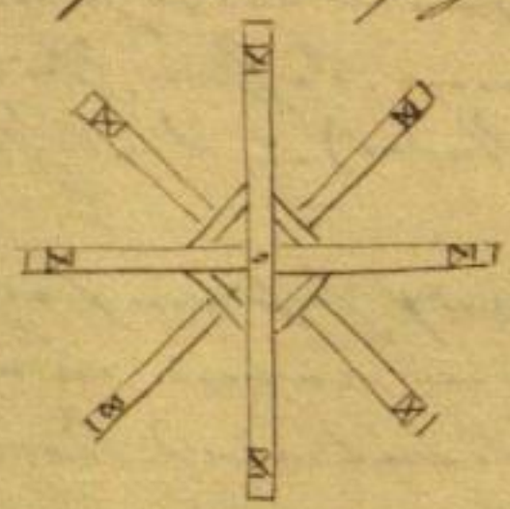
1. Von der Ausführung der Wasserräder. 1.) Die hölzernen kleineren Räder werden gleich an Ort i Stelle, wo sie zu stehen kommen, gefertigt u aufgestellt. Die größeren hölzernen i einem Räder werden erst ganz in der Fabrik gegossen i gefügt. Die hölzernen Räder werden dann auf sogenannten Radstöcken (Dann Construction folgt) zusammengefügt und herausbeitet. Der Radkranz wird mit einem Radgiebel angegeben. —

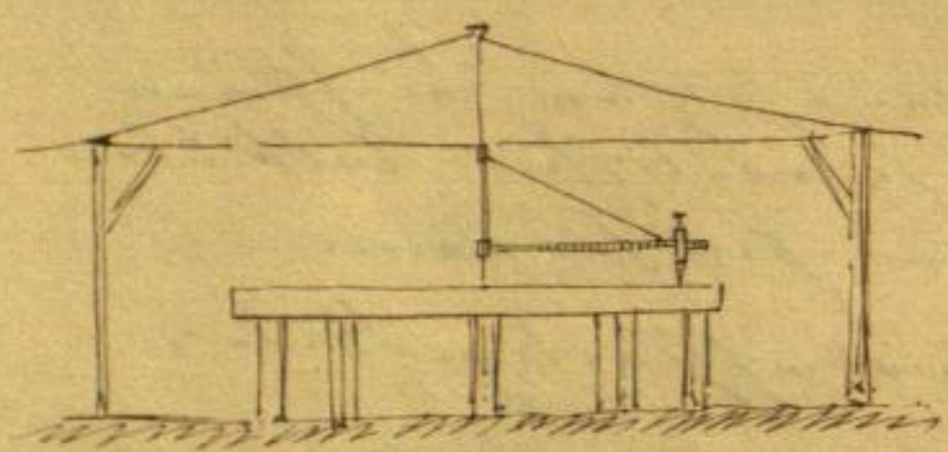
1. Ausführung kleinerer hölzerner Räder.

Natürlich wird hiezu zu erst das Holz beigeschafft, und dann die einzelnen Stöcke, Arme, Schaufelbretter etc. hergestellt. Die Stöcke soll es möglich immer aus gutem Eichen Holz bestehen.

Um die Brunnenstücke zu fertigen wird erst einmal das dazu bestimmte Holzstück an die geeignete Stelle des Radstuhls befestigt, mit dem Cirkel die Brunnenweite zugegeben, u dann weiter bearbeitet.

Grundriß des Radstuhls.





2. Aufstellung größerer eiserner Räder.

In der Werkstätte werden die einzelnen Teile gegossen u bearbeitet (sog. Zusammenarbeiten) Aufgestellt werden sie natürlich erst am Ort u Stelle.

2. Bei der Aufstellung ebenso wie kleinen hölzernen Wasserrades wird der Radkranz ganz fertig zunächst auf dem Radstuhl zusammengeschraubt und bei Seite gestellt (in 2 Teilen)

Dann werden mit Wasserwage u. Schlatte die Lager horizontal gestellt, in die dann die Welle eingelegt wird. In diese werden dann die Arme eingesetzt, zusammengekeilt oder angeschraubt, je nachdem die Verbindung ist. Sodann wird dann eine Hälfte des Radkranzes auf die Arme vor der Hand angeschraubt, dessen Rundung es justirt und dann etwas angeschraubt. Ebenso die zweite Hälfte jetzt, und dann erst werden die Schrauben stark angezogen. Jetzt wird an die Speichen daran befestigt u dann ist er fertig.

Bei den eisernen Rädern ist die Aufstellung dieselbe hier, wenn alles genau eingepaßt ist, leichter als bei den hölzernen Rädern.

3. Das In Gangsetzen der Räder.

Dieses geschieht nicht blos bei dem ersten Gebrauch der Maschine, sondern gewöhnlich wird nach Abends die Maschine abgestellt u morgens wieder in Gang gesetzt.

Bei den Schaufelrädern ist dies sehr leicht zu bewerkstelligen. Man hat nur das Wasser nach u nach, nicht plötzlich auf die Schaufeln zu leiten.

Anders ist es aber bei den oberschlägigen Rädern hier kann durch ein eingeschlichtes Einlassen oft sehr

großer Schaden zugefügt werden.
Denn es wird hier ~~also~~ erst eine Zelle angefüllt, welche
nun so voll sich überläuft und die äußere Zelle füllt. So
geht das fort, bis das Moment der fallenden Wasserkraft
zuerst über alle Widerstände zu überwinden. Nun
fängt sich das Rad an zu bewegen, die Wasserkraft erfüllt
nun sich ein größerer fast vergrößerter Moment u. hält also
das Rad gleichlich mit Macht fort bis es fast leer,
in welchem Augenblick dann das Rad wieder stillstehen
und dieser Vorgang sich nach u. nach wieder wollt.
Diesem Uebelstand kann so abgeholfen werden, daß
man beim Martinow ein Rohr vom Zulauf bis an den
Punkt der Räder gehen läßt, wo das Moment der Wasser
gleich am größten ist, dadurch wird das Rad sehr sanft
u. gleichförmig in Gang gesetzt. Denn man läßt beim
in Gang setzen der Räder das Wasser erst durch dieses
Rohr in das Rad fließen, bis dasselbe sich bewegt, und
erst dann zieht man den Schützen nach u. nach auf, so daß
das Rad sich erst nach u. nach ganz mit Wasser füllt und
in Lebhaftigkeit zu stand kommt.

Kosten der Bauten.

Was die Kosten betrifft so sind hier mehrere Posten
einzeln zu betrachten. nämlich
erstens der Radbau selbst.
2. der Gerinnbau und dann
3. der Wasserbau, Canal Wehren etc.
und dann noch was man zu rechnen kann der
Ankauf der Länder oder das Terrain hinzugerechnet.
Für 1 kann man rechnen für hölzerne Räder pr. St. 100 fl.
" eiserne " " " 200 fl
Für 2 rechnet man
u. für 3, also Wasserbau mit Terrainhinzugerechnet 800-1000 fl.
hinzu kommt nun noch die Kosten des Gebäudes
der Fabrik selbst u. die Einrichtung der Maschinen
für die man rechnen kann
Wir sehen hieraus, daß die Kosten der Wasserräder
sehr wenig auf die Gesammtkosten einer solchen
Anlage Einfluß haben, daß daß wir ohne Kostenaufwand
hölzerne oder eiserne Räder bauen können

Die Gesammtkosten mit einem eisernen Rad verhalten sich etwa zu den Kosten mit einem hölzernen Rad wie 44 : 43,3 also dieser Unterschied ist gar nicht mehr zu erklären.

Poncelet = Rad.

Diese Construction des Poncelet-Rades verspricht eine Orbit über die Construction der andern Wasserräder. Man fragte sich nämlich: Kann man kein Wasserrad bauen, bei dem sowohl das Wasser keinen Stoß ausübt, als auch ohne Geschwindigkeit wird das Rad treiben?

Denken wir uns eine Vr. Fläche die sich auf einer Ebene horizontal mit einer Geschw. v bewegt, und denken wir uns dann ein Wasserkügelchen, das sich in derselben Richtung allein mit einer größeren Geschwindigkeit V gegen die getrennte Fl. bewegt.

Das Kügelchen steigt nun vermöge seiner gr. Geschw. V in der Fl. auf bis zu einer Höhe $h = \frac{(V-v)^2}{2g}$, in welchem Moment es nun der aufwärts zu fallen und mit einer entgegengesetzten Geschwindigkeit $w = \sqrt{2gh}$ relativ gegen die Vr. Fl. zurückkehrt. $w = -\sqrt{2gh} + v = -(V-v) + v = 2v - V$ ist aber seine abs. Geschw. und soll diese gl. 0 werden so muß

$2v - V = 0$ od. $v = \frac{1}{2} V$ sein.

Ist nun q das Gewicht des Kügelchen, so ist dessen Wirkungsfähigkeit vor dem Eintritt in die Vr. Fläche $= \frac{q}{2g} \cdot V^2$ und nach dem Austritt $\frac{q}{2g}(2v - V)^2$

Demnach hat es an das Rad ~~eine~~ Stoßfähigkeit abgegeben

$$W = (V^2 - 4v^2 + 4vV - V^2)\frac{q}{2g}.$$

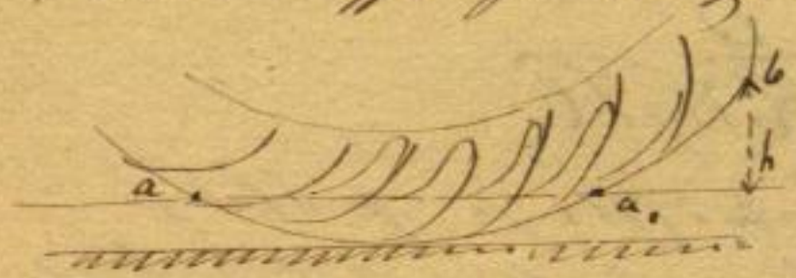
$$W = (4vV - 4v^2)\frac{q}{2g} = \frac{4q}{2g}(vV - v^2) = \frac{2q}{g}(vV - v^2)$$

Ist ~~nun~~ $v = \frac{V}{2}$ so ist $W = \frac{2q}{g}\left(\frac{V^2}{2} - \frac{V^2}{4}\right) = \frac{q}{2g} V^2$

Bei dem Poncelet-Rade ist nun die Anordnung der einzelnen Wasserfächer ganz dieselbe. Nur ist dort anstatt einer geradlinigten Anordnung eine kreisförmige. Auch wird dort der Austritt des Wassers durch die zugekommende Centrifugalkraft befördert.

Poncelet meinte nun es wäre allerdings, ob sein Rad einen großen oder kleinen Halbmesser bekommen od. ob die Curve stark oder schwach gekrümmt sei, da diese Dinge ja in d. diesen Fächern Betrachtungen gar nicht vorkommen, allein der Irrthum war.

Krümmung der Schaufel fängt lediglich die Dauer der aufs u ab Oscillation der Wassertheilchen ab. Denn es läßt nicht zu, daß ein Wassertheilchen schneller von b nach b, steigt als von a, nach a,. Diese Dauer ist aber sehr unsicher für die Wirkungsweise des Wassers auf das Rad, denn wo haben wir davon, wenn das Wasser zu lang in dem Rade bleibt und dann an einem Theil b später dem Rad austritt, es also das ganze Gefälle verloren geht. Wir müssen die Schaufel so krümmen, daß das Wasser wenn es bei a eintritt gerade



bei a, wieder aus dem Rade tritt. Diese Länge aa, fängt aber ganz von dem Radius des Rades ab und bei kleinen Rädern kleiner als bei großen.
(Die Berechnung siehe Wasserräder Seite 136 No. 2)
Poncelet gab nun an für die Tiefe a des Rades $= \frac{1}{4}$ von Gefälle an. Er sagte nämlich

$$\text{ist } v = \frac{V}{2}, \text{ so ist } h = \frac{\left(V - \frac{V}{2}\right)^2}{2g} = \frac{1}{4}\frac{V^2}{2g} = \frac{1}{4} H$$

Dieses ist aber nicht praktisch richtig, denn das Wasser hebt sich höher als $\frac{1}{4}$ H. Der Schwerpunkt des Wassers hebt sich um $\frac{1}{4}$ H, allein die hier eingetretene Theile steigen höher u. die nachfolgenden werden zurückgehalten.

Wir machen a = 0,509 H (siehe Resultat 147.
(u. Wasserräder S. 133. 143 No. 172. etc.)

Redtenbacher hat nun zur Berechnung dieser Dinge differenzialisch aufgestellt (Wasserräder S. 130 No. 2) u. mit der Annahme, daß die Curve eine Cycloide sei,

die Gleichungen integrirt u. daraus seine Regeln erhalten. Nun sagt er, die Lunge zur Wirkungsweise des Wassers ist dieselbe, wenn wir anstatt der Cycloide einen Kreisbogen setzen, dessen Radius genau gleich dem mittleren Krümmungshalbmesser der Cycloide ist, wonach er den Radius seiner Schaufeln berechnete.

Seite 147 Result. sind mir die Resultate u. Gr. des Poncelet Rad aufgestellt, nach denen wir unsere Poncelet Räder construiren können. Die Lage der Rader wird folgend bestimmt:

Gefälle der Wasser beim Eintritt. V_{2gH}

Wassermenge daher. $V_{2g.H}.b.t = Q.$

wo t die Tiefe der Wasserschichte ist.

$$t = 0{,}19\,H \quad \text{demnach.}$$

$$V_{2g.H}.b.0{,}19.H = Q \text{ u. hieraus}$$

$$b = \frac{Q}{H}\,\frac{1}{\sqrt{2gH}\cdot 0{,}19} = 5{,}26\,\frac{Q}{H\sqrt{2gH}}$$

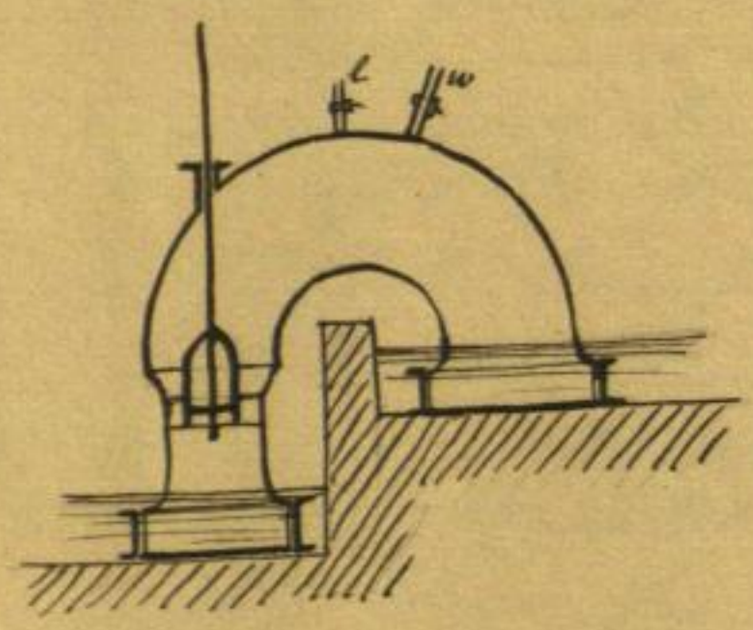
Was die Lage der Rader betrifft, so ist blos zu bemerken, daß die Schaufeln daraus aus solch blos von Blech und nicht von Holz gemacht werden können das Gelänge von Gußeisen. Die Achsen gewöhnlich von Stahl drehen, da diese sehr schwach einander ausfallen. Die Schützenöffnung muß etwas schmäler sein, als die Radbreite, damit keine seitlichen Wasserverluste entstehen.

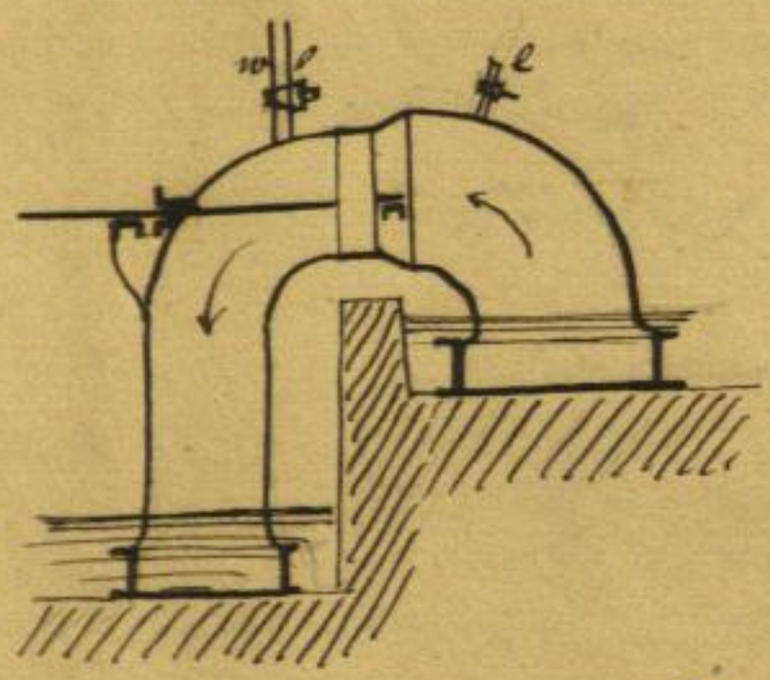
Hiemit schließen wir die Wasserräder und gehen zu den Turbinen über.

Turbinen

diese entstanden ebenfalls aus einer Kritik über die Mängel der Wasserräder, Rost, Gefährdigkeit der antrl. Wasser, ungünstig gegen das Gefälle, so voluminöse Maschinen, ihr langsamer Gang daher ihr massiver Bau. Unbrauchbar für sehr kl. Gefälle

Heber-Turbine (Eigene Erfindung)

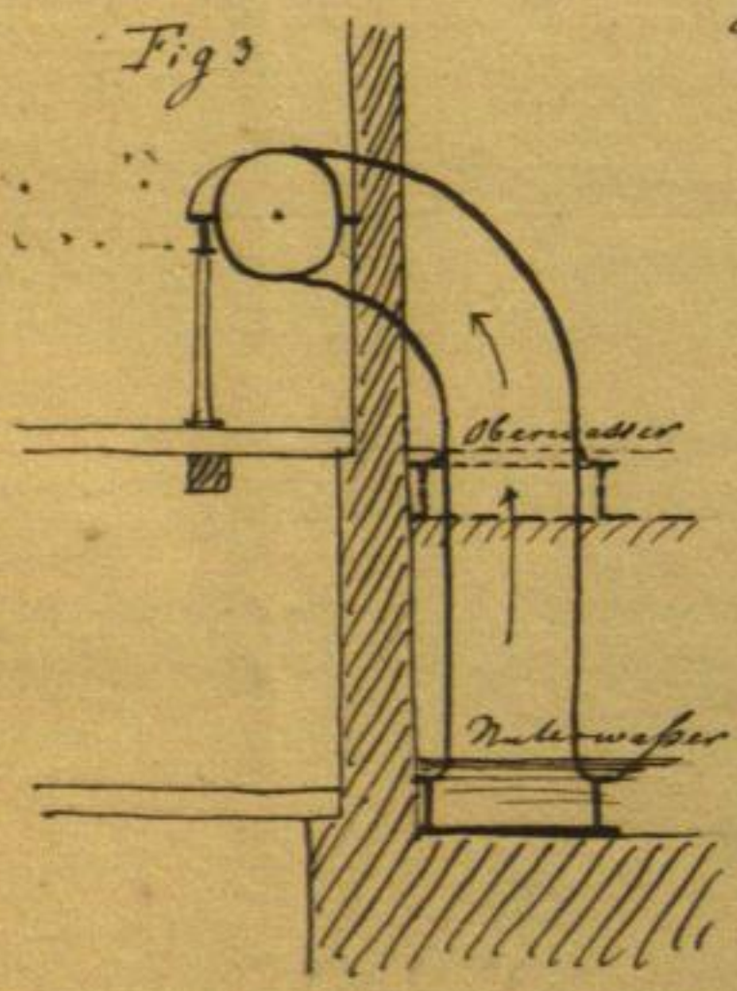




Die Heberturbine gibt ein sicheres Mittel an die Hand sehr niedrigen Gefälle mit großen Wasserspiegelveränderungen noch vortheilhaft zu benützen und ein einfaches Mittel um viele Räderwerke zu umgehen in den man die Rohre in der Heberturbine erhöht auf irgend welche Höhe (die jedoch nicht größer als (10 m) sein darf) und an jeder beliebigen Ort leiten kann.

Fig 3. zeigt eine Anordnung um eine Wandtraubenmühle direkt von der Turbine aus zu treiben.

Fig 3



Der einzige Nachtheil dieser Turbine ist das Füllen derselben vor dem Anlassen. Zu diesem Zweck müssen stets zwei Schieber an der Rohre vollständig abschließen. Ein Reservoir der Fabrik liefert das Wasser durch ein Rohr w, und ein Luftventil l läßt die Luft entweichen. Ist das Rohr voll so schließt man l und w ab, öffnet den Schieber und die Turbine läuft. – Die Turbine kann vertical, horizontal oder auch schief stehen, wie es die Localität verlangt.

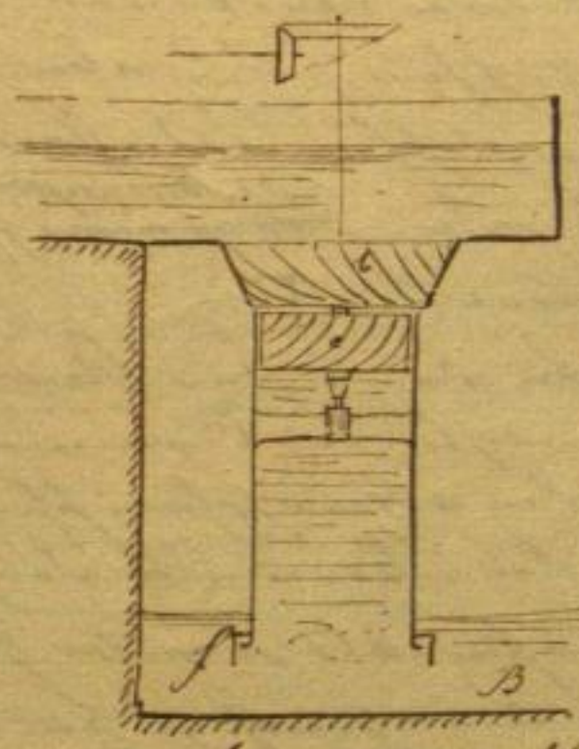
März 58.

in für sehr grosse Gefälle u. kl. Wassermassen
oder für die Wasserräder sehr unvortheilhaft ausfiel
würden. Alle diese Umstände geben Anlass
zu der Frage ob man nicht eine Construction
finden könnte, die den grössten Theil dieser
Nachtheile nicht besitzen. Und wir können
sagen, dass im allgemeinen die Turbinen diesen
Forderungen genügen leisten. Insbesondere, da
dieselben sehr wenig Raum einnehmen und man
mit ihnen zugleich die erlangten Geschwindigkeiten
regulieren kann. Man hat nun die erste eigentlich
befriedigende Construction einer solchen Turbine
geliefert u. seit die erste Construction geliefert
wurde gingen sie zu ihrer Verbesserung sehr schnell.
Eigentlich hat aber Fourneyron[x] die Turbinen
erfunden, denn er hat sowohl die Anordnungen
als auch Constr. der Turbinen sehr raffinirt
durchgeführt. Vorher hat Zorval[xx] eine andere
Art von Turbinen erfunden, deren Elementen
Fourneyron aber nicht mehr genügen konnte, da
er bald starb. Nun handelte es sich um eine
Theorie der Turbinen, welche zuerst Poncelet
zwar ein vollkommen, aber doch es richtige Regeln,
die aber eigentlich ein Kreisbogen sind, aufstellte.
Wenigstens war hier der Weg dahin richtig.

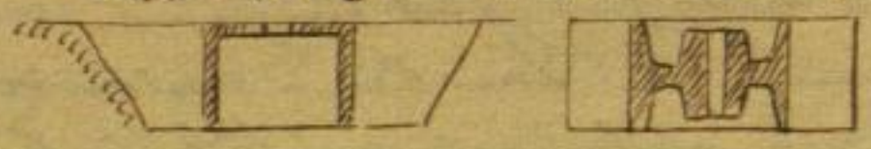
x Cor. Ingenieur in Besançon 1827

xx Werkmeister in der Kösslin'schen Fabrik zu Mülhausen im Elsass. 1843 der eigentliche Erfinder dieser Turbine soll (nach Dr. Rühlmann) Oberbaurath Meschel in Cassel 1837 sein

Wir geben den Anordnungen für Turbinen



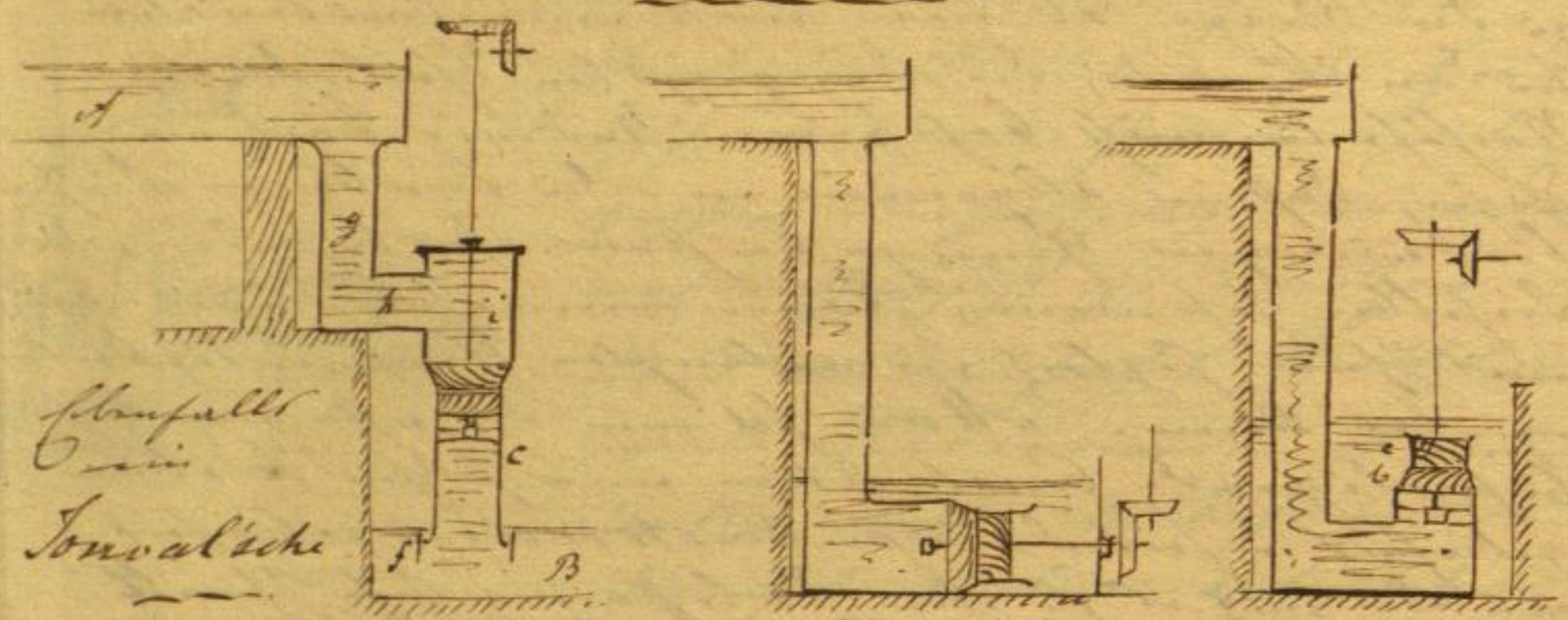
Leitrad b. Turbinenrad a.



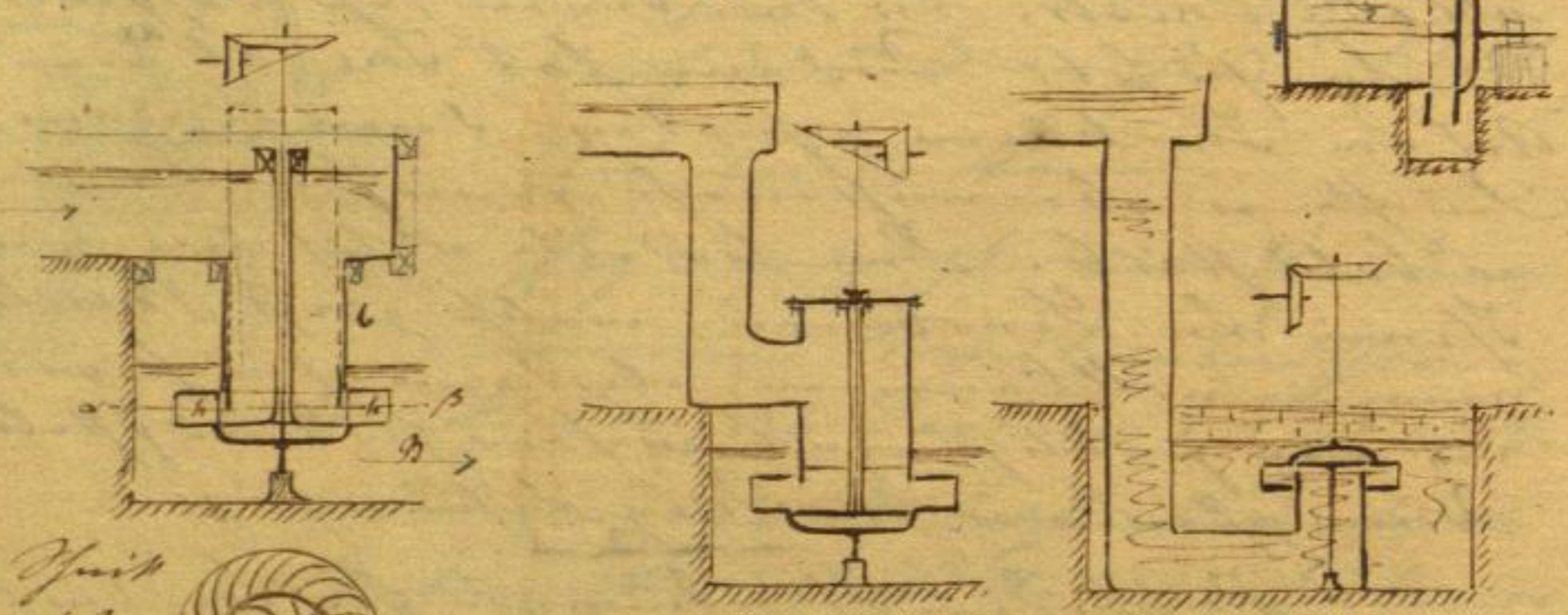
b, das Leitrad oder Führungsrad hat
nur den Zweck das ~~Rad~~ Wasser
eine bestimmte ausbiegende Richtung
zu ertheilen. dasselbe ist fest.
c. Das Turbinenrad hat Schaufeln
deren Krümmungen denen
des Leitrads gerade entgegen
gesetzt ist. Dieses Turbinenrad
c ist der eigentliche Recepator
des Motors und ist also beweglich
um seine Axe, die in der
in einem Zapfen läuft
und oben die Treibwasser
treibt.

f. ein cylindrischer Schütze um die untere Ausflußöffnung des Wassers zu regulieren.

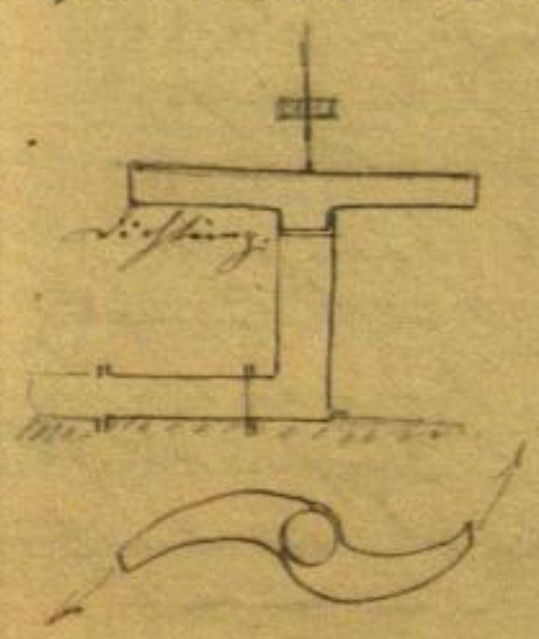
Eine zweite Anordnung ist folgende:



Eine zweite Art von Turbinen
sind die Fourneyron'schen

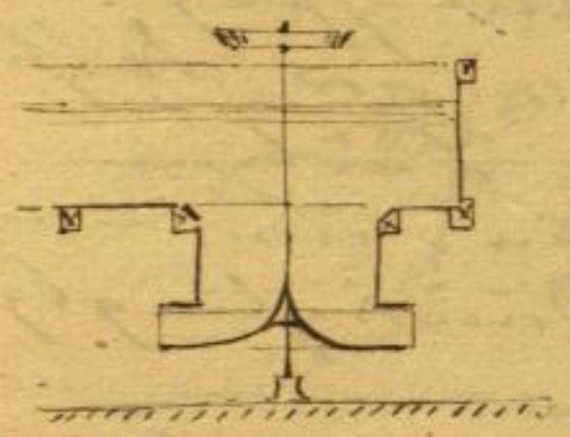


Eine andere Art der Turbinen
sind die Schottischen, die aber
blos eine Modification der Vorgenannten Wasserradt
sind und daher ein spezieller Fall der ~~Schottischen~~ Fourneyron'schen
Turbinen angesehen werden können.

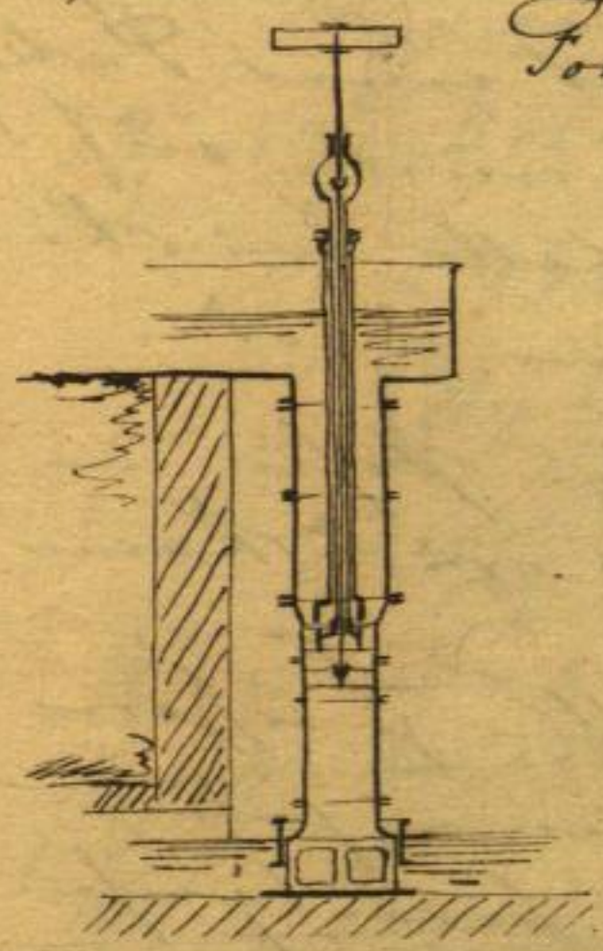


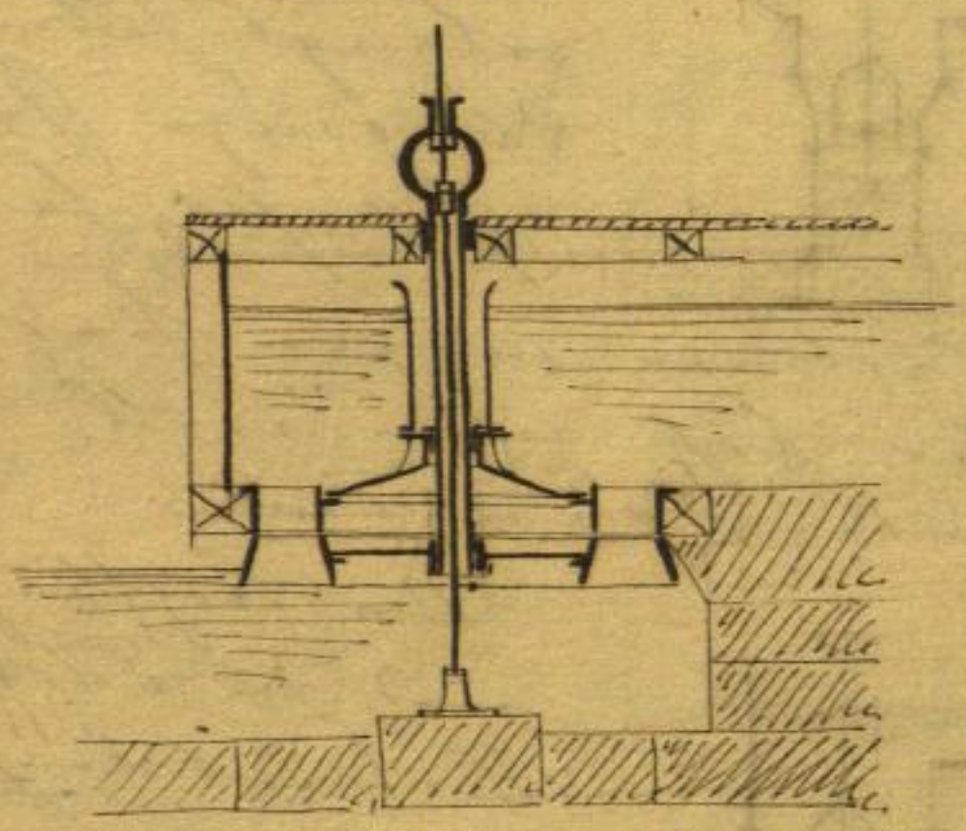
Der Grund, warum bei der ersten Anordnung
der Ganz Turbinencylinder C immer
gefüllt ist, ist blos der atmosphärische Druck
es darf also die Höhe des Rades über dem
Wasserspiegel nie größer als 10 meter sein.
Man wird es jedoch nie gewiß zu sein
nie über 8 meter hoch anbringen.
Ob nun die Turbine mehr oder w.
meter unter anbringen, das ist eine, für

Die Padiat'sche Turbine, die derselbe (wegen den damals waltenden Naturverhältnissen, die ihn verleiten die Fourneyron'sche Turbine zu empfehlen) als neue Erfindung ausgab, kann als speciellster Fall der Fourneyron'schen angesehen werden, nämlich der Fall wo blos die Leitschaufelung weggelassen sind. Diese Turbine scheint wieder verschwunden als sie erschien.

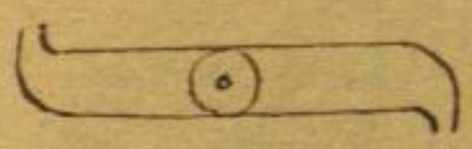


Fontain'sche Aufstellungen.



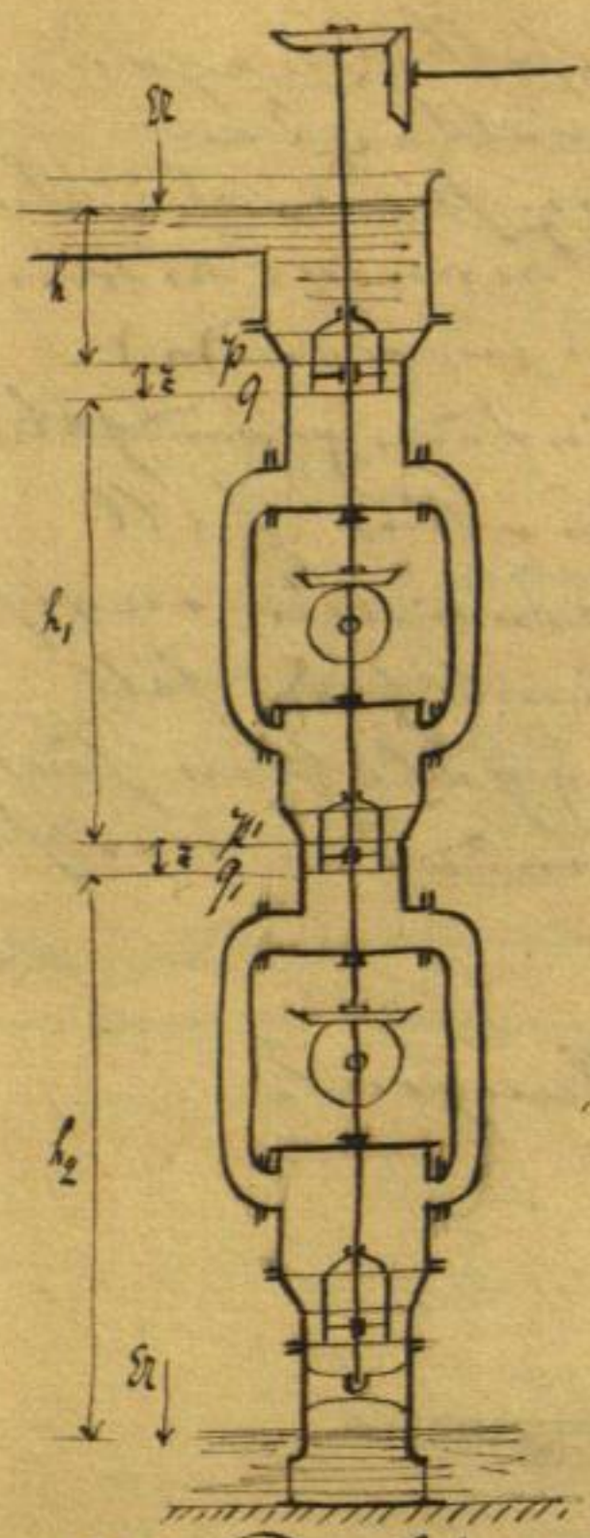


T. Aufstellung (Bes. der Londr. Whitlaw, der sich mit diesem Rad beschäftigte) der sich wieder ganz auf die der alten Vorgänger zurückgekommen.



Auch diese Anordnung wurde bald wieder verlassen, da man für einen nur einen sich gutes Effect ergeben horizontal dimensionen erhält.

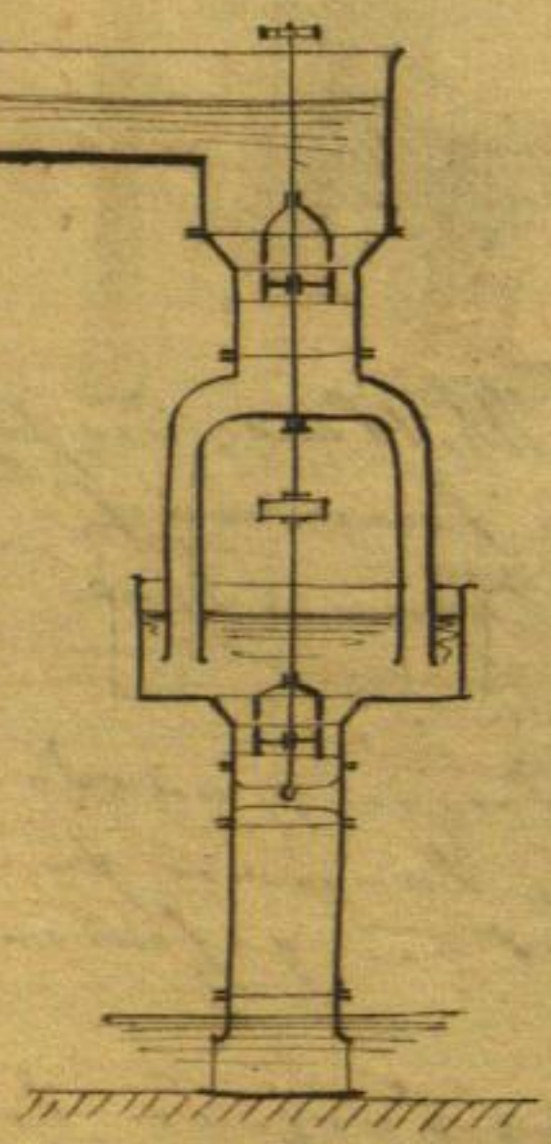
Als spec. fall d. Fourn. angef. ist es d. anz. bei dem die Leitschaufeln weggelassen u. die Anzahl der Radcanäle = 2 od. 3 gesetzt ist.



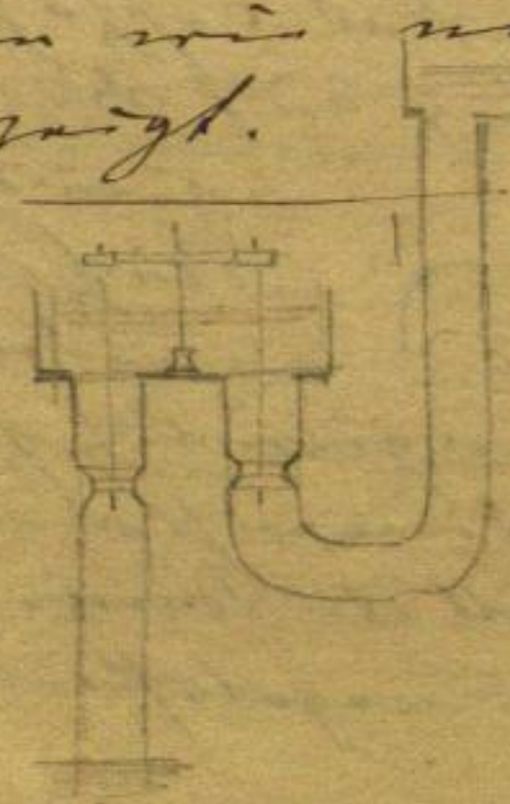
Für außerordentlich hohe Gefälle schlägt Redtenbacher vor dieselbe aufmehrere Turbinen zu vertheilen, um eine mäßige Umdrehungszahl zu erhalten.

Vertheilt man das Gefälle z.B. auf 3 Turbinen, so wird die Umdrehungszahl nur $\frac{1}{\sqrt{3}}$ tel von derjenigen die man mit einer Turbine erlangt haben würde, auf die das ganze Gefälle wirksam gelastet haben würde.

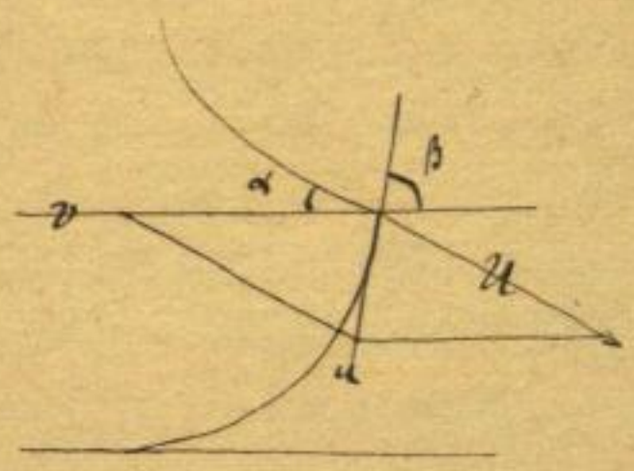
Die Turbinen mögen hierbei stehen in welcher Höhe man will, es wird keine die andere genieren.



Um Stoßbüchsen zu ersparen und die Turbine in jedem Moment leicht herausheben zu können, kann man die Gefälle wirklich halten und die Anordnung so treffen wie nebenstehende Skizze zeigt.



Berechnung zur Doppelturbine.



1, $\frac{u}{U} = \frac{\sin\alpha}{\sin\beta}$ 2, $\frac{v}{U} = \frac{\sin\alpha+\beta}{\sin\beta}$

3, $\frac{U^2}{2g} = \mathfrak{U} + h - \mathfrak{P}$ 4, $\frac{u_1^2}{2g} = \frac{u^2}{2g} + \mathfrak{P} - \mathfrak{Q} + z$

5, $\frac{U^2}{2g} = \mathfrak{Q} + h_1 - \mathfrak{P}$

6, $\frac{u_1^2}{2g} = \frac{u^2}{2g} + \mathfrak{P}_1 - \mathfrak{Q}_1 + z$

7, $h + z + h_1 + z + h_2 = H$

8, $\mathfrak{Q}_1 + h_2 = \mathfrak{U}$

Die Summe von 3, 4 und 5 gibt

$$2\frac{U^2}{2g} + 2\frac{u_1^2}{2g} = \mathfrak{U} + h - \cancel{\mathfrak{P}} + \frac{u^2}{2g} + \cancel{\mathfrak{P}} - \cancel{\mathfrak{Q}} + z + \cancel{\mathfrak{Q}} + h_1 - \cancel{\mathfrak{P}} + \frac{u^2}{2g} + \cancel{\mathfrak{P}} - \mathfrak{Q}_1 + z$$

$$= \mathfrak{U} + 2\frac{u^2}{2g} + h + 2z + h_1 - \cancel{\mathfrak{P}} - \mathfrak{Q}_1$$

$$= \mathfrak{U} + \frac{2u^2}{2g} + h + 2z + h_1 - (\mathfrak{U} - h_2)$$

$$= 2\frac{u^2}{2g} + H.$$ hieraus:

$$U^2 + u_1^2 + u^2 = gH$$

$$U^2 + U^2\frac{\sin^2(\alpha+\beta)}{\sin^2\beta} - U^2\frac{\sin^2\alpha}{\sin^2\beta} = gH$$

$$U^2\left(1 + \frac{\sin^2(\alpha+\beta)}{\sin^2\beta} - \frac{\sin^2\alpha}{\sin^2\beta}\right) = gH = U^2\frac{\sin^2\beta + \sin^2(\alpha+\beta) - \sin^2\alpha}{\sin^2\beta}$$

$$U^2\left(\frac{(\sin\beta + \sin\alpha)(\sin\beta - \sin\alpha) + \sin^2(\alpha+\beta)}{\sin^2\beta}\right) = gH$$

$$U^2 \cdot \frac{2\sin\frac{\alpha+\beta}{2} \cdot \cos\frac{\beta-\alpha}{2} \cdot 2\cos\frac{\beta+\alpha}{2}\sin\frac{\beta-\alpha}{2} + \sin(\alpha+\beta)}{\sin^2\beta} = gH$$

$$U^2\frac{\sin(\alpha+\beta)\sin(\beta-\alpha) + \sin^2(\beta+\alpha)}{\sin^2\beta} = gH = U^2\frac{\sin(\alpha+\beta)}{\sin^2\beta}(\sin(\beta-\alpha) + \sin(\beta+\alpha))$$

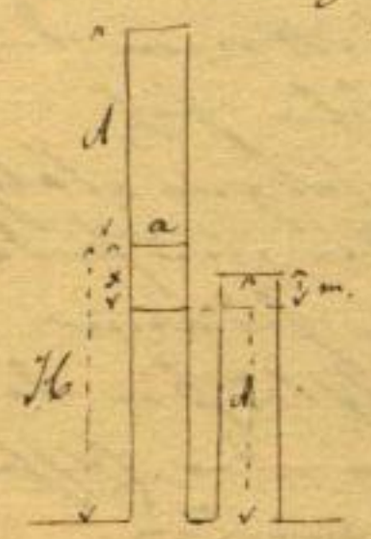
$$U^2\frac{\sin(\beta+\alpha)}{\sin^2\beta} \cdot 2\sin\beta\cos\alpha = gH; \quad U^2\frac{\sin(\beta+\alpha)\cos\alpha}{\sin\beta} = \frac{gH}{2}$$

und also

$$U = \sqrt{\frac{1}{2}gH \cdot \frac{\sin\beta}{\cos\alpha\sin(\beta+\alpha)}}.$$

den Effect. In praktischer Hinsicht wird das eine oder andere vortheilhafter sein.

Der Grund hiervon ist, daß das Wasser hier ja blos durch seine Trägheit wirkt, daß also der Effect ja blos nach der Schnelligkeit des durchfließenden Wassers richtet. Dieß richtet sich aber an allen Stellen blos nach dem Unterschied der Wassersäulen oder dem Gefälle H, denn denken wir uns den alten.



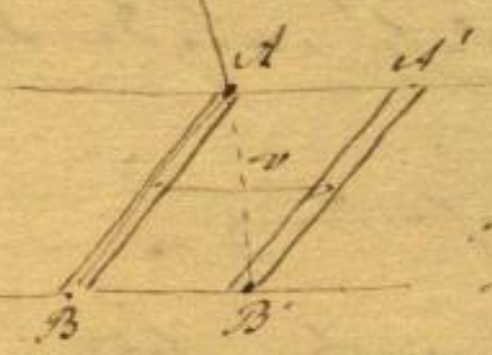
Drückt dieß eine Wassersäule A representirt, stehen wir auf beiliegender Zeichnung drück. in einer Höhe x unter a.

$$(A+x)-(A-(H-x)) = A+x-A+H-x = H$$

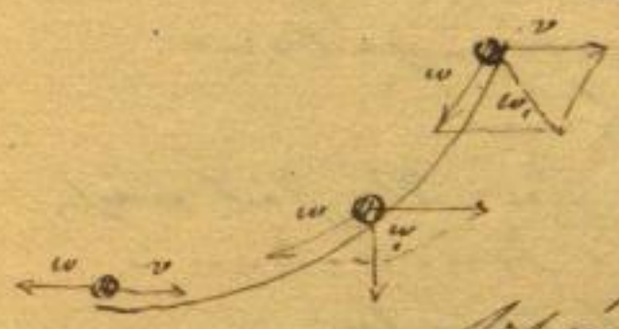
also an allen Stellen = H.

Daß hierbei die Wassertheilchen, die aus dem Leitrad kommen nicht gegen die Schaufeln stoßen, können wir uns so modificiren.

Folgt der Canal AB die Geschw. v um das soll ein Wassertheilchen A durchlaufen, daß es das Rohr nie berührt, so müßte es auch der Richtung AB' bei A antreten, wenn es bei B' austreten soll, ohne das Rohr berührt zu haben. Nun machen wir nie die Schaufeln, damit das Theilchen a gegen die Fläche drückt, und an Ende ohne relative Geschw. gegen die Schaufel austritt.



Nun kommt ein Theilchen mit der Geschw. w hydraul an die Schaufel an und ist v die Geschw. in horizontaler Richtung sehen wir, daß zwar seine Geschw. v durch das nicht andern dagegen aber seine relative Geschw. w, gegen die Schaufel = 0 wird, wenn w u. v in eine Linie fallen. Daß ist aber nur nöthig, daß die Schaufelkrümmung da in den Bogen des Rades tangirt. Ist v = w so kommt das Theilchen ganz ohne alle Geschw. an den an. Daß dies in der Wirklichkeit nicht so sein kann, sehen wir leicht ein, denn das Theilchen muß ja durch das Rohr fließen um unter im Abflußkanal anzukommen, also wird das Theilchen immer die Geschw. des durchfließenden Wassers im Rohr haben, wenn es aus dem Rad kommt.



Was der Stoßer I betrifft, so gleicht der Effecter

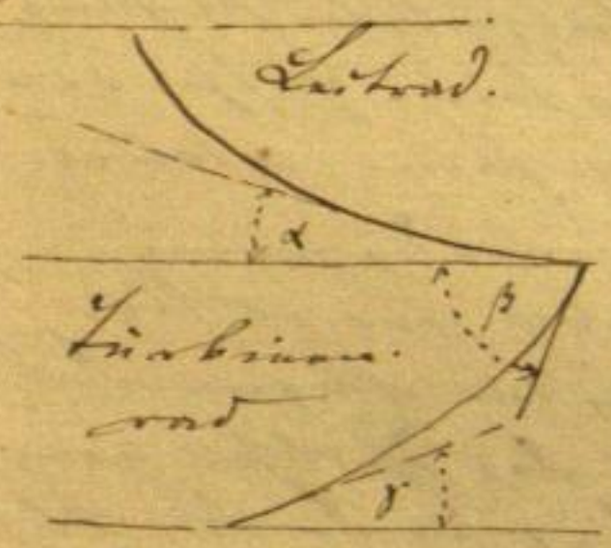
Tonnal, damit benützen zu können, alle Wassergeschwindigkeit mit gleichem Vortheil benützen zu können, in dem er bald das Zufließen vermehrt, bald vermindert. Die Erfahrung in Rechnung hat aber gezeigt, daß die Procente der Wirkungen mit den Cubus der Wassergeschwindigkeiten abnehmen. Es daß bei $\frac{1}{2}$fachen Wassergefälle der Procentische Effect blos $\frac{1}{8}$ wird.

Bei der Fourneyron'schen Turbine tritt nun die Centrifugalkraft auf, daß die Wassertheilchen sich von Mittelpkt. der Rades entfernen, das hat zur Folge, daß man das Rad schneller laufen lassen muß, damit das Wasser ohne Stoßen aus dem Rad tritt; sodann beschleunigt diese Centrifugalkraft das Durchfließen des Wassers, wodurch, wie wir noch sehen werden die Öffnungen der Leitung der Wasserstrahlen modificirt werden.

Als motorische Kraft, kann natürlich diese Centrifugalkraft nicht auftreten, sondern sie wirkt blos modificirend auf die Öffnungen. Ebenso ist es bei den Schottischen Turbinen. Dort tritt die Centrifugalkraft in sehr großem Maße auf, in vergrößert daher nur die Geschwindigkeit des Rades.

Wir gehen nun gleich zur Berechnung der Turbinen über.

Die Bezeichnungen die wir hier brauchen, sind theils in den Resultaten (P. 157) angegeben. Theils muß man wir sie hier noch anführen.



u relative Geschw. des Wassers nach dem Austritt in das Turbinenrad gegen die Schaufeln

u_1. relative Geschwindigkeit des Wassers gegen die Schaufeln im Moment des Eintritts.

Ω Summe der Querschnitte aller Öffnungen s am Leitrad.

Ω_2 Summe der Öffnungen der Ausmündung im Turbinenrad.

Ω Summe der Öffnungen s_1 im Turbinenrad

Wir gehen nun bei dieser Rechnung darauf aus, die Bedingungen zu untersuchen, die ein Leistungsgestand den bestmöglichsten Effect liefern. Da wir die Rechnung so machen, als wenn die Bewegung der ganzen Wassermasse, also aller

so daß das Wasser während seinem Lauf bis an die Einmündung des G. Rades keine Störung erleiden u. dazu ist nothwendig daß alle Gefäße, sowohl durch die das Wasser zu gehen hat möglichst geräumig sind, und die Krümmungen in den Leitcurven nicht zu rasch werden. Insbesondere ist dies da zu bemerken, wo das Wasser einen großen Gefällverlust

Die Bedingung daß das Wasser ohne Stoß in das Rad tritt wird durch Rechnung erledigt werden

Die Bedingung daß keine Stöße während der Wirkl. durch das Turbinenrad vorkommen wird fast vollständig genügt gleichfalls, daß die Turbine voll läuft, daß alle Radcanäle mit Wasser erfüllt sind. Im entgegengesetzten Fall spritzt ein Theil des Wassers in die mit Luft erfüllten Räume ohne auf die Turbine günstig zu wirken.

Bei der Rechnung ist angenommen, daß die Turbine im Beharrungszustand der Bewegung sich befindet u. zwar sich so schnell bewegt, daß sie den best. mögl. Effect liefert.

3, u. 4, F Bedingungsgleichungen, daß das Wasser ohne Stoß in das Rad eintritt.

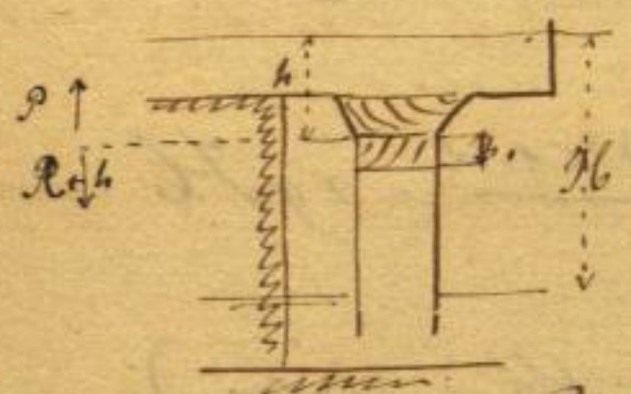
Wasserstrahlen so vor sich geht, wie die der einzelnen Wasserfäden, den wir untersuchen, so können wir im Voraus sagen: Es müssen Strömungen (wahrscheinlich) & wirbelnde Bewegungen im alle Wasserstrahlen richtig zu leiten. Nun nehmen wir noch an, daß keine Luft außer den Bewegungen in den Strahlen (Luftf.) vorkommen ist, daß die Turbine ganz voll läuft, der Luft also gar kein Spielraum läßt.

Zu diesen 3. Bedingungen sind wir nun schon Rechnung getragen, & diese müssen realisirt werden, wenn die Turbine einen guten Effect geben soll.

Die 4te Bedingung wird durch sehr viele Strahlen gründlich realisirt.

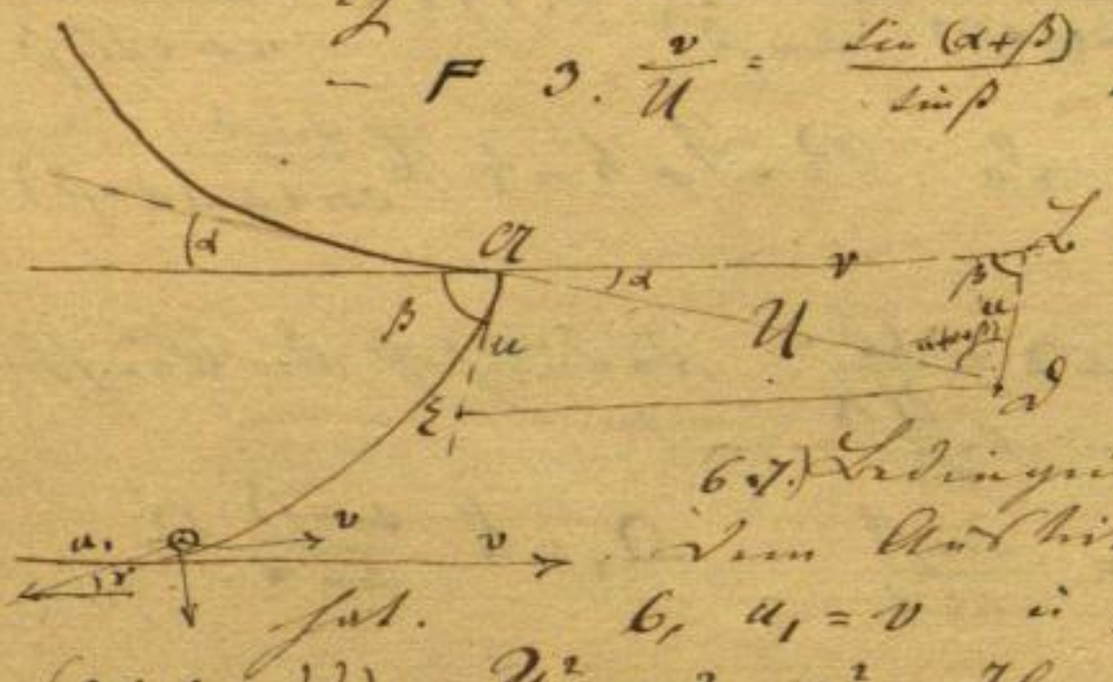
Es ist nun.

1.) $Q = \Omega W . K = \Omega_2 u = \Omega_1 u_1 k_1$ Bedingung, damit die Turbine voll läuft.



Nennen wir nun noch h Höhe der Turbinenrades unter dem Wasserspiegel
h_1 Höhe der Turbinenrades
A Höhe der Wassersäule die dem atm. Druck entspricht.
P Druckhöhe, die der Pressung gegen den beiden Rädern entspricht, dann haben wir.

2. $\frac{W^2}{2g} = A + h - P$ (W in Prämbelastung.)



3. $\frac{v}{U} = \frac{\sin(\alpha+\beta)}{\sin\beta}$; 4. $\frac{u}{U} = \frac{\sin\alpha}{\sin\beta}$

5. $\frac{W_1^2}{2g} = \frac{u^2}{2g} + P + h_1 - \{A - (H - h - h_1)\}$

$= \frac{u^2}{2g} + H - (A + h - P)$.

6 & 7.) Bedingungen, daß Wasser auf dem Austritt keine Geschw. mehr hat. 6. $u_1 = v$ & 7. $\delta = 0$

(2 & 5 add) $\frac{W^2}{2g} + \frac{u_1^2}{2g} = \frac{u^2}{2g} + Fb$.

$\frac{W^2}{2g} + \frac{v^2}{2g} = \frac{u^2}{2g} + H$ $\quad W^2 + v^2 = u^2 + 2gFb$

$W^2 + W^2 \frac{\sin^2(\alpha+\beta)}{\sin^2\beta} = W^2 \frac{\sin^2\alpha}{\sin^2\beta} + 2gFb$ woraus folgt:

$W^2\left(1 + \frac{\sin^2(\alpha+\beta)}{\sin^2\beta} - \frac{\sin^2\alpha}{\sin^2\beta}\right) = 2gH$

$$1 + \frac{\sin^2(\alpha+\beta)}{\sin^2\beta} - \frac{\sin^2\alpha}{\sin^2\beta} = \frac{\sin^2(\alpha+\beta-\alpha)}{\sin^2\beta} + \frac{\sin^2(\alpha+\beta)}{\sin^2\beta} - \frac{\sin^2\alpha}{\sin^2\beta} =$$

$$\frac{\left(\sin(\alpha+\beta)\cos\alpha - \cos(\alpha+\beta)\sin\alpha\right)^2 + \sin^2(\alpha+\beta) - \sin^2\alpha}{\sin^2\beta} =$$

$$\frac{\sin^2(\alpha+\beta)\cos^2\alpha + \cos^2(\alpha+\beta)\sin^2\alpha - 2\sin(\alpha+\beta)\cos\alpha\cdot\cos(\alpha+\beta)\sin\alpha)}{\sin^2\beta}$$

$$+ \frac{\sin^2(\alpha+\beta) - \sin^2\alpha}{\sin^2\beta}$$

$$\frac{\sin^2(\alpha+\beta)(\cos^2\alpha+1) + \sin^2\alpha(\cos^2(\alpha+\beta)-1) - 2\sin(\alpha+\beta)\cos(\alpha+\beta)\sin\alpha\cos\alpha}{\sin^2\beta} =$$

$$\frac{\sin^2(\alpha+\beta)(1+\cos^2\alpha-\sin^2\alpha) - 2\sin(\alpha+\beta)\cos(\alpha+\beta)\sin\alpha\cos\beta}{\sin^2\beta} =$$

$$\frac{2\sin(\alpha+\beta)\cos\alpha\left(\sin(\alpha+\beta)\cos\alpha - \cos(\alpha+\beta)\sin\alpha\right)}{\sin^2\beta} =$$

$$\frac{2\sin(\alpha+\beta)\cos\alpha}{\sin\beta} \quad \text{or.} \quad \frac{U^2 \cdot 2\sin(\alpha+\beta)\cos\alpha}{\sin\beta} = 2gJ.b$$

$$1) \quad U = \sqrt{gJb\frac{\sin\beta}{\sin(\alpha+\beta)\cos\alpha}} \quad \text{(S. 159. Resultaten)}$$

$$v = U\frac{\sin\alpha+\beta}{\sin\beta} = \sqrt{gJb\frac{\sin\beta}{\cos\alpha\sin(\alpha+\beta)}\frac{\sin(\alpha+\beta)^2}{\sin\beta^2}} = \sqrt{gJb\cdot\frac{\sin(\alpha+\beta)}{\cos\alpha\sin\beta}}$$

$$v = \sqrt{gJb\frac{\sin(\alpha+\beta)}{\cos\alpha\sin\beta}} \quad \text{. Da } P = A + h - \frac{1}{2}Jb\frac{\sin\beta}{\cos\alpha\sin(\alpha+\beta)}$$

Aus. 1 finden wir $\Omega = \frac{Q}{UK}$ daraus ist der Querschnitt der Ausflussöffnungen bestimmt.

Dann ist $\frac{\Omega_1}{K\Omega} = \frac{U}{u} = \frac{\sin\beta}{\sin\alpha}$ $\quad \Omega_1 = K\cdot\frac{\sin\beta}{\sin\alpha}\Omega$

$$\frac{\Omega_1 K_1}{\Omega K} = \frac{U}{u_1} = \frac{\sin\beta}{\sin(\alpha+\beta)}$$ da $u_1 = v$ sein muß damit das Wasser ohne Gefahr abfließt.

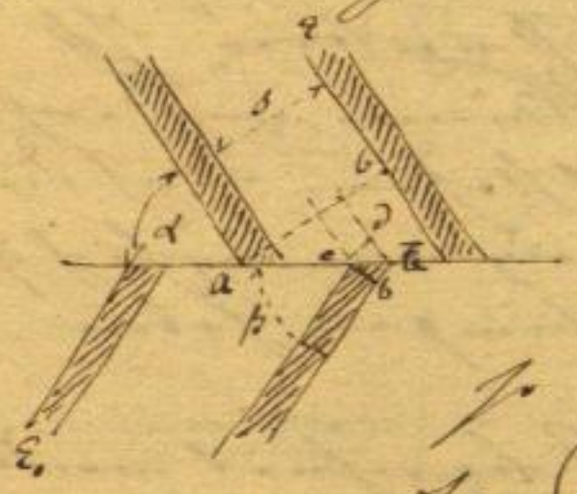
Nun ist die erste Frage, die wir uns hier vorlegen müssen die: Sind diese Bedingungen realisirbar. Wird keine der gesuchten Größen imaginär, oder α groß u. α klein? Nehmen wir z. $\alpha = 90°$, so

$\Rightarrow \frac{\Omega_1}{\Omega} = \frac{K}{K_1} \cdot \frac{\sin\beta}{\sin(\alpha+\beta)}$. (Weiter finden wir

$\mathfrak{P} = A + h - \frac{U^2}{2g}$ $\mathfrak{P} = A + h - \frac{U}{2} \cdot \frac{\sin\beta}{\cos\alpha \sin(\alpha+\beta)}$)

lassen wir das Leitrad weg, u. lassen das Wasser vertical abfließen, so wird $\cos\alpha = 0$ u. wir erhalten N. 2. Also entspricht eine Weglassung dieses Leitrades keinem besseren Effect der Turbine.

Daraus bestimmen wir nun die Dimensionen der neu zu erbauenden Maschinen.



Hier müssen wir vor alle Dinge sehen welche nöthige Ω wir in Rechnung bringen müssen, denn wäre ε so klein so wäre $\Omega = ab \cdot \varepsilon$. allein da ε eine gewisse Dicke hat. so ist dieser.

$$s = \left(\frac{2R\pi}{i} \cdot \sin\alpha - \varepsilon\right), \text{ wenn } \varepsilon_1 = 0 \text{ ist}$$

Es ist daher $(\Omega_0) = \left(\frac{2R\pi}{i} \sin\alpha - \varepsilon\right)(R_1 - R_2)\, i$ ~~die Wassermenge~~

Nun ist aber: $cb = \varepsilon_1 = ac \sin\beta$ $\quad ac = \frac{\varepsilon_1}{\sin\beta}$ $\quad cd = ac \cdot \sin\alpha = \varepsilon_1 \frac{\sin\alpha}{\sin\beta}$

$\varepsilon_1 i_1 \frac{\sin\alpha}{\sin\beta}(R_1 - R_2)$, demnach ist der wahre Werth v. Ω

$$\Omega = \left(\frac{2R\pi}{i} \sin\alpha - \varepsilon\right)(R_1 - R_2)\, i - i_1 \varepsilon_1 \frac{\sin\alpha}{\sin\beta}(R_1 - R_2)$$

Es ist $s = R\left(\frac{2\pi}{i}\sin\alpha - \frac{\varepsilon}{R}\right)$ dann haben wir

$$\Omega = \frac{2R\pi}{i}\sin\alpha\,(R_1 - R_2)\left\{1 - \frac{i}{\sin\alpha} \cdot \frac{\varepsilon}{2\pi R} - \frac{i_1}{2\pi \sin\beta}\,\frac{\varepsilon_1}{R}\right\}$$

Nun ist aber $2R = R_1 + R_2$ u. folglich $2R(R_1 - R_2)$ $= R_1^2 - R_2^2 = R_1^2\left(1 - \left(\frac{R_2^2}{R_1^2}\right)\right)$ wir können demnach schreiben.

$$\Omega = \pi \sin\alpha \cdot R_1^2\left(1 - \frac{R_2^2}{R_1^2}\right)\left\{1 - \frac{i}{2\pi \sin\alpha}\,\frac{\varepsilon}{R} - \frac{i_1}{2\pi \sin\beta}\,\frac{\varepsilon_1}{R}\right)$$

u. da auch ist $\Omega = \frac{Q}{uK}$ so folgt hieraus

$$R_1 = \sqrt{\frac{Q}{uK\pi \sin\alpha\left(1 - \left(\frac{R_2}{R_1}\right)^2\right)\left(1 - \frac{i}{2\pi \sin\alpha} \cdot \frac{\varepsilon}{R}\right) - \frac{i_1}{2\pi \sin\beta} \cdot \frac{\varepsilon_1}{R}\Big\}}}$$

Es ist ferner $\Omega_1 = s_1 (R_1 - R_2)\, i_1 = \frac{\Omega K}{K_1}\,\frac{\sin\beta}{\sin(\alpha+\beta)}$

Daraus $s_1 = \frac{\Omega}{(R_1 - R_2)\, i_1} \cdot \frac{K}{K_1} \cdot \frac{\sin\beta}{\sin(\alpha+\beta)} = \frac{K}{K_1}\,\frac{\sin\beta}{\sin(\alpha+\beta)}\, R\left\{\frac{2\pi \sin\alpha}{i_1} - \left(\right.\right.$

$$\left.\left. - \left(\frac{i}{i_1} \cdot \frac{\varepsilon}{R} + \frac{\varepsilon_1}{R} \cdot \frac{\sin\alpha}{\sin\beta}\right)\right\}$$ Seite 160 Resultate

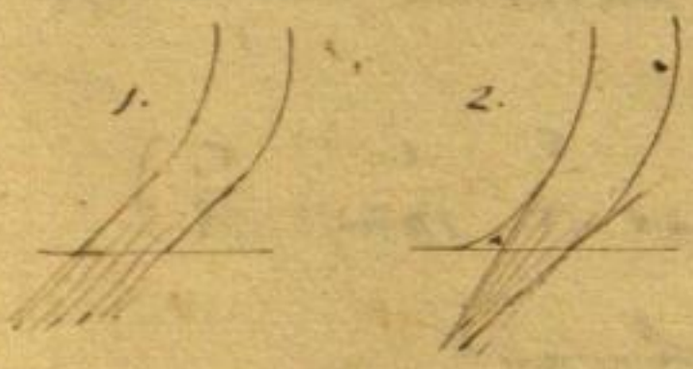
Erbauung einer Turbine

Wenn eine Turbine erbaut werden soll, so muß hier ganz genau die Menge Wasser i das Gefäll bekannt. Diese Bestand ist hier viel wichtiger als bei den Wasserräder, denn ist die Turbine zu klein, so kann das Wasser nicht alles durch i geht verloren. Ist sie zu groß, so entstehen luftleere Räume, wodurch Stöße i Mangelunregelmäßigkeiten entstehen, durch die ein günstiger Effect der Turbine ganz unmöglich ist. Dies ist für sich klar, allein die Erfahrungen haben es auch vollständig erwiesen.

Ist N_e gegeben i H, so muß Q berechnet werden. Es ist dann

$$\frac{1000\, Q \cdot H}{75} \cdot \mu = N_e \qquad Q = \frac{75}{1000\,\mu} \cdot \frac{N_e}{H} \qquad (\mu = 60\%)$$

Wird α sehr klein, so wird $\Omega = E\delta$ sehr klein, wovon folgt das Rad in gewisser Größe zu machen, was aber den Nachtheil hat, daß es ferner die Turbinen keine so schnelle Umdrehung haben i dann wird es auch teuer. Wird α sehr groß, so kann der Erdingung $\delta = 0$ nicht entsprochen werden daher sind diese Werthe von α i β innerhalb gewisser Grenzen. Meistens kann man annehmen $\alpha = 24^\circ$, $\beta = 66^\circ$.

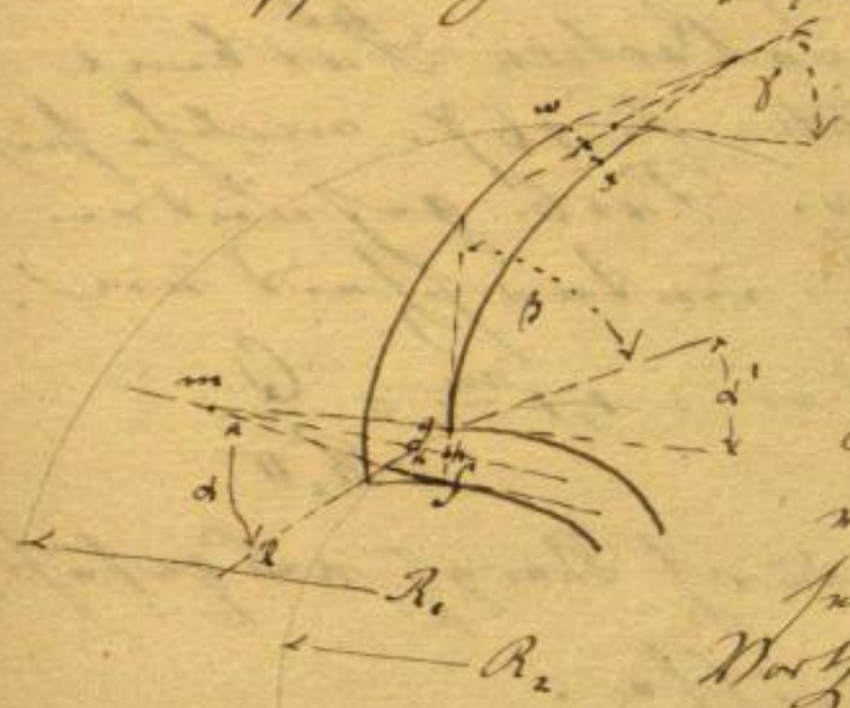


Das untere Ende der Leitschaufel soll gerade gemacht werden, dann in andern Fall 2 entstehen luftleere schädliche Räume a der den Gang der Maschine stört.

Es ist dann $k = 1$ zu setzen. S. 158.

Machen wir $\frac{R_2}{R_1}$ fast $= 1$ so müßten wir das Rad viel größer machen, damit all das Wasser durchkommt. Das Rad fällt dann zu groß aus, was gewiß bei sehr großen Gefällen, wo die Umdrehungen zu groß werden, vortheilhaft sein kann. Allein die Schaufelzahl fällt auch enorm groß aus. Wird $\frac{R_2}{R_1}$ zu klein, so wird die radiale Dimension der Schaufeln groß, so hat der Nachtheil ein, daß in der Form der Schaufeln am innern i äußern Umfang eine zu große Krümmung entstehen, das heißt stoßfreie

Aufstellg der Gl.n für die Jonvv. Turbine.



Die Bezeichnung der Buchstaben S. 166. Res.

$fg \perp mg$, $fh = gh$, $f|k|$

Ek. Pg. an (die mittlere Richtg mit dem Rand) der Eintrittsöffnung k w. in h mit dem inneren Radius. Rand.

rel. Geschw. mit welch. ein Wasserth. seinen Weg durch Rad beginnt $= u_2$

Wirkl. Winkelgeschw. $= \omega$

rel. Geschw. beim Austritt $= u_1$

Lad. die ohne Reibg ein geh. werden können.

1. keine zu gr. Geschw. beim Eintritt. Glieder unwesentlich genug.
2. keine unnötigen Contractionen alles abgerundet bei Richtgsänd.
3. möglichst gelrichtet, stetige Krümmg. ∞ viel Schaufeln;
4. Nebentritt von Luftr. in Turb. ohne Stoß (durch Rechnung nur genau)

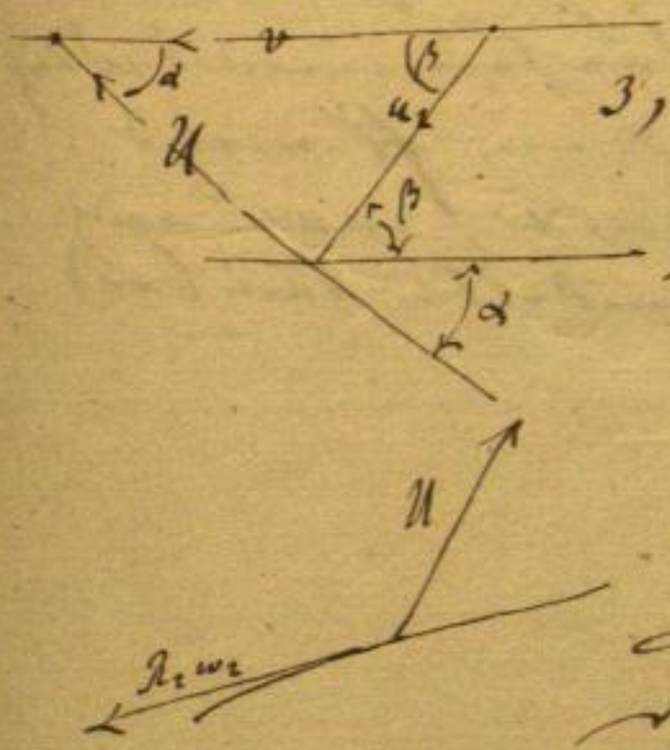
Wie Geschw. groß, Krümmungshalb.

5. Turbine voll läuft, keine Schaufeln d. W.

Lad. der Wellauffeuchtg. 1. $Q = \Omega u k = \Omega_2 u_2 = \Omega_1 u_1 k_1$

(aus Figur) 2. $\frac{U^2}{2g} = Ek + h - H$ (~~Luftdruck~~) (Druck gemessen von Rdm)

Lad. der Eintritts ohne Stoß.



3. $\frac{v}{U} = \frac{\sin(\alpha+\beta)}{\sin\beta}$, $\frac{u_2}{U} = \frac{\sin\alpha}{\sin\beta}$

4. $\frac{u_1^2}{2g} = \frac{U_2^2}{2g} + H - (Ek + h_1) + \frac{R_1^2\omega^2 - R_2^2\omega^2}{2g}$ (Centrifugal)

Das letzte Glied $\frac{R_1^2\omega^2 - R_2^2\omega^2}{2g}$ kann man finden wenn wir die Wirkgs-flächgkeit einführt, $\left(\frac{q \cdot r^2\omega^2}{g\, r}\right)$ welche die Centrifugalkr. entw. während der Hinbewegung eines Wasserth., denn es ist F (flüssiger) $= \frac{q}{g} \cdot r\omega^2$, demnach

$\int F \cdot dz = \frac{q}{g}\omega^2 r \cdot dz = \frac{q}{2g}\omega^2 \cdot r^2 + C$ und hat integr.

$= \frac{q}{2g}\left\{\frac{R_1^2\omega^2 - R_2^2\omega^2}{g}\right\}$.

Damit das Wasser ohne Geschw. austritt.

s. $\gamma = 0$, $R_1 w = u$, durch das ganz deutsche Verfahren, wie bei der Jonvalschen Turbine Poncelet auf die Resultate S. 167. welche sich von den früher für die Jonv. Turb. gefundenen nur durch den Faktor $\frac{R_2}{R_1}$ unterscheiden.

Geschw. d. Ausflusses im Cylinder $= 1{,}1^{m} = \frac{Q}{R_2^2 \pi}$

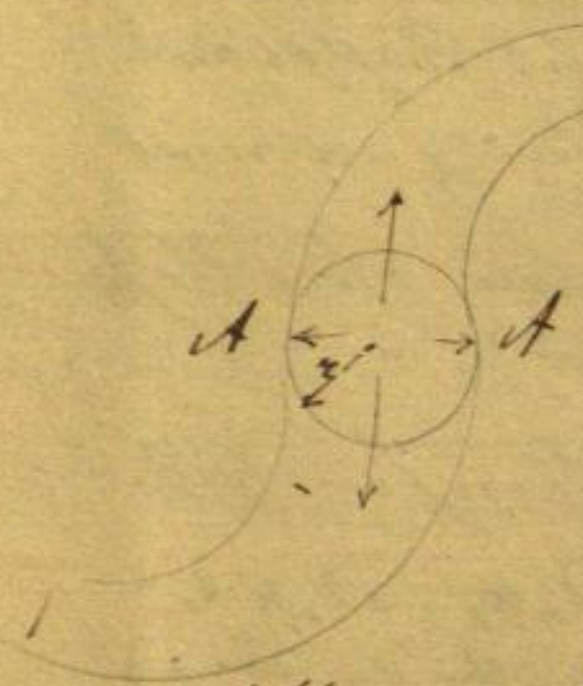
Daraus $R_2 = 0{,}338 \sqrt{Q}$

S. 167. Einmal $\frac{R_2}{R_1}$ schon durch Versuch ausgeführter Turbinen gefunden, angewendet.

S. 168 oben Fall einfach i. Geschw. i. einf.

Bei der Pädt'schen Turb wird $\alpha = 90°$ da das Wasser ja nicht geleitet wird, wodurch aber den obigen Bedingungen widersprochen werden kann, denn es wird $\cos\alpha = 0$, $v_2 = \infty$

für die Schottische Turbine entstehen sehr viele Nachtheile



1. Reibung in Leitung
2. Stoßung beim Eintritt ins Rad
3. Verlust beim Austritt.
3. Zu immerhin Dimensionen für einen guten Effekt, denn es ist:

$$\frac{\mathfrak{E}_u^2}{1000\,QH} = \frac{1}{1+\frac{R_2}{R_1}}, \text{ also } \mathfrak{E}_u = M a \mathfrak{E}, R = \infty.$$

so muß am Anfang bei der Ausflüssigkeit eine gewisse Geschw. vorhanden sein und die Geschw. bei 2 soll möglichst klein sein, damit das Wasser Zeit gelassen wird sich zu drehen und dadurch nicht gegen die Mündung zu stoßen, es wird demnach für den besten Effekt $R = \infty$, was auch die Rechnung zeigt. (Siehe unmittelbar darüber)

2, unterer Anfang

wodurch bei st. Strömungen in der Umgebung des Wassers vorkommen. Man kann daher nehmen

$$R_2 = \frac{2}{3} R_1 \quad , \quad R = \frac{5}{6} R_1$$

Wenn die Wassermasse sehr groß ist nehmen

$$R_2 = \frac{1}{2} R_1$$ und wenn die Gefälle groß

u. Wassermengen klein ist kann man $R_2 = \frac{3}{4} R_1$ nehmen.

Wegen der Anzahl der Schaufeln, die ∞ groß sein soll, ist zu sagen, daß wegen der Dicke der Schaufeln die Anzahl doch nicht zu groß werden soll. Nun dann macht aber die große Anzahl der Schaufeln die Turbine teuer etc. Wir nehmen im Gefälle

16 Zoll à 24 Radschaufeln.

Was die Höhe der Leitrader betrifft, so ist zu sagen, daß hohe Schaufeln einen besseren Effect geben werden als niedere, da die Leitung des Wassers sanft genacht werden kann. Zu hoch dürfen sie nicht gemacht werden, denn sonst werden sie zu langsam wegen der Reibungsfläche der Turbine.

Die Tiefe der Turbine unter dem Oberwasser soll nicht zu groß sein, sondern eher etwas tiefer, denn sonst entsteht durch das dessen ein retirend. Saugrohr wodurch Lufteren ab an mit hineintreten wird, & wodurch Nöthe u. ungleichmäßigkeiten u. Stöße des Wassers entstehen, die den Effect verschlechtern. Die Turbine soll immer 1,5–2 m unter Wasser stehen.

Nimmt man nun für die unsichtbaren Leitstäbe 3,5, Reb. dies ganz bestimmt Resultat so für das man die Wirkungsweise der Maschine auf Seite 161 Resultate.

Leistung. Es sei $Q = 1,5$ cm u. $H = 8$ m.

Demnach $N_e = \frac{1000 \cdot 1,5 \cdot 8}{75} = 160$ Pferde.

Angenommen.

$\alpha = 24$, $\beta = 66$, $K = 1$, $K_1 = 0,9$ daraus $\sqrt{2gH} = 12,54$

$U = 7,07 \cdot 12,54 = 8,84$,

$\frac{R_2}{R_1} = \ldots\ldots \frac{2}{3}$; $i = 16$; $i_1 = 24$; $\varepsilon = \varepsilon_1 = \frac{R}{40}$ dann finden

wir $R_1 = 1,38 \sqrt{\frac{1,5}{8,84}} = 0,569$ m $\quad R_2 = \frac{2}{3} R_1 = 0,379$

u. $R = \frac{R_1 + R_2}{2} = 0,474$

— Fehler in Res. statt $\frac{R_2}{R}$ $\frac{R_2}{R_1}$

Dann ist $s = 0{,}1372$. $R = 0{,}6503$ M.

$s_1 = 0{,}0811$ $R = 0{,}0384$ "

$v = 9{,}6 \sqrt{2g\,7{,}6} = 7{,}5$ m.

$n = 9{,}548 \cdot \frac{v}{R} = 9{,}548 \cdot \frac{7{,}5}{0{,}474} = 151$ Umdr. p. i'.

Die Rechnung hätten wir nun genauer in Bezug zur Vergleichung der Turbinen, die auf Seite XVI. Resultate angeführt sind. Stellen wir dazu Seite. 162. No. 204.

Auf gleiche Weise, wie diese Regeln für den, wie die Regeln für die Fourneyronischen Turbinen, wie sie auf Seite 165-170 Resultate angeführt sind.

Das Resultat $\frac{R_1}{R_2} = 1 + \frac{0{,}0045\,\beta}{\sqrt[3]{R_2}}$ S. 167.

ist kein theoretisches Resultat, sondern nur mein empirisches Gesetz.

Die Fourneyronsche Turbine wird sich immer mehr angewendet, deren Aufstellung mit ihnen ist, als die der Jonval'schen u. Schottischen.

Bei den Pelton'schen Turbinen kann unmöglich die Bedingungsgleichung zum den besten Effect entsprechen werden, weshalb sie jetzt ebenfalls aufgegeben ~~hat~~ haben.

Die vortheilhafteste Geschwindigkeit einer Turbine ist die Geschw. selbst genommen, die ein a Turbine annimmt, wenn sie leer läuft, d.h. wenn keine Widerstände auf sie einwirken.

In rein theoretischer Hinsicht sind die Fourneyronsche Turbine u. die Jonval'schen gleich gut zu nennen denn jede hat ihre Vortheile u. ihre Nachtheile.

Bei der Fourneyronischen Turbine ist der Nachtheil. Dass: 1. der ausströmende Wasser hat Geschwindigkeit.

2. Dass das Wasser ein großen Raum zu machen hat, bis er aus dem Rad herauskommt.

Vortheile sind: 1. Dass jede Wassertheilchen eine ebene Curve beschreibt, während es durch das Rad geht.

2. Dass das Wasser ganz ohne Stoß durch das Rad geleitet werden kann.

Bei den Jonvalischen Turbinen ist die Zuleitung

Turbinen

Nachtrag.

Für extraordinaire Fälle ist es nothwendig von diesen Normal-Regeln abzumeichen, und die allgemeine Formeln zu benützen. Hierzu folgendes Beispiel.

Nehmen wir $H = 100$ $\varepsilon = \frac{1}{6}$, $N_a = 1000 \cdot \frac{1}{6} \cdot 100 \cdot \frac{1}{75} = 220$ Pferde.

Nach den normalen Regeln erhalten wir

$\sqrt{2gH} = 44,3$ $\quad v = 0,707 \cdot 44,3 = 31,3$ $\quad R_1 = 1,380 \sqrt{\frac{1}{6 \cdot 31,3}} = 0,1^{m}$.

$R_2 = 0,066$, u. $R = 0,0833$. $\quad v = 0,6 \cdot 44,3 = 26,6^{m}$.

$n = 9,548 \cdot \frac{26,6}{0,083} = 3060$ Umdrehungen, $d = 16 \sqrt[3]{\frac{220}{3060}} = 7^{cm}$

Diese Resultate fallen über die Grenze der Ausführbarkeit, da bei 3060 Umdr. kein Zapfen mehr hält.

Mittelst der allgem. Regeln erhalten wir

wenn $\alpha = 12°$, $\beta = 66°$, $\frac{R_2}{R_1} = \frac{4}{5}$ (das Äußerste)

so erh. wir. $\sqrt{2gH} = 44,3$ $\quad N = \sqrt{9,8 \cdot 100 \frac{\sin 66°}{\cos 12 \cdot \sin 78°}}$

$N = \sqrt{980 \cdot \frac{0,9135}{0,978^2}} = \sqrt{} = 30,6$

$R_1 = \sqrt{\frac{1}{6 \cdot 30,6 \cdot K \cdot \frac{9}{25} \cdot 3,14 \cdot 0,208 \cdot (1 - \frac{16}{2 \cdot 3,14 \cdot 0,208} \cdot \frac{1}{40} - \frac{24}{2 \cdot 3,14 \cdot 0,9} \cdot \frac{1}{40}}}$; $(\frac{\varepsilon}{R} = \frac{1}{40}$ ang.)

$R_1 = \sqrt{\frac{1}{6 \cdot 30,6 \cdot 1 \cdot (0,24) \cdot (1 - 0,24 - 0,1)}} = \sqrt{\frac{1}{6 \cdot 30,6 \cdot 0,154}} = 0,19^{m}$.

Also fast doppelt so groß als früher.

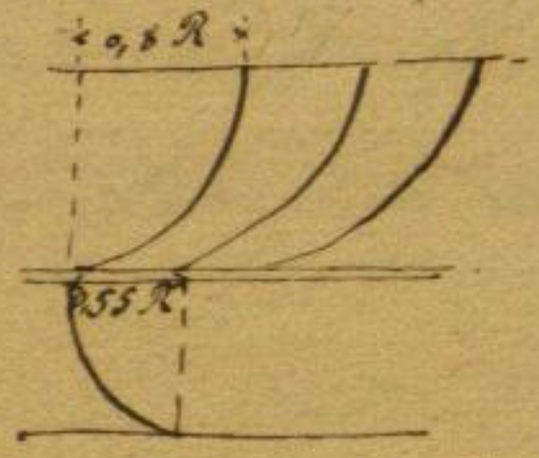
Und nun wird. $R_2 = 0,15$ und $R = 0,17$

$v = 0,774 \sqrt{980 \cdot \frac{\sin 78°}{\sin 66 \cdot \cos 12}} = 0,774 \sqrt{980 \cdot \frac{1}{\sin 66}} = 0,774 \sqrt{1074}$ $\quad K = 1$

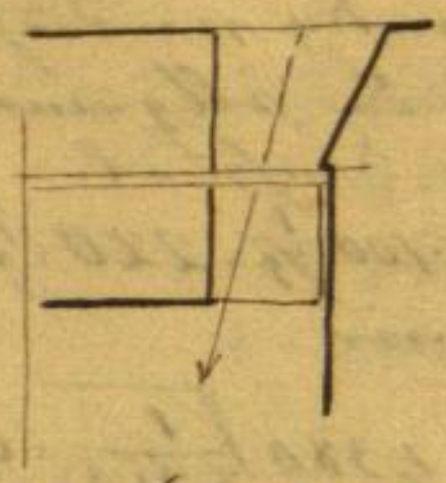
$v = 25,4^{m}$. und $n = 9,548 \cdot \frac{25,4}{0,17} = 1420$ Umdrehungen

Wir sehen, daß es immer noch sehr große Umdrehungen zahlen gibt, und man wird in solchen Fällen besser thun Partialturbinen zu construiren.

Hier folgt die theoretische Aufzeichnung der Turbinenräder in Cylinderschnitten.



Für die Ausführung muß man den Cyl. Schnitt an einem Radkörper vorzeichnen, welcher sich nun leicht aus diesem mittleren vergrößern läßt, wenn man die Curven als Schraubenflächen behandelt.

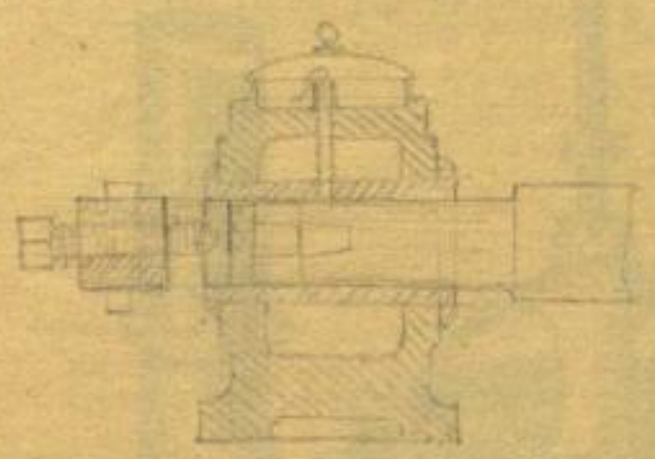


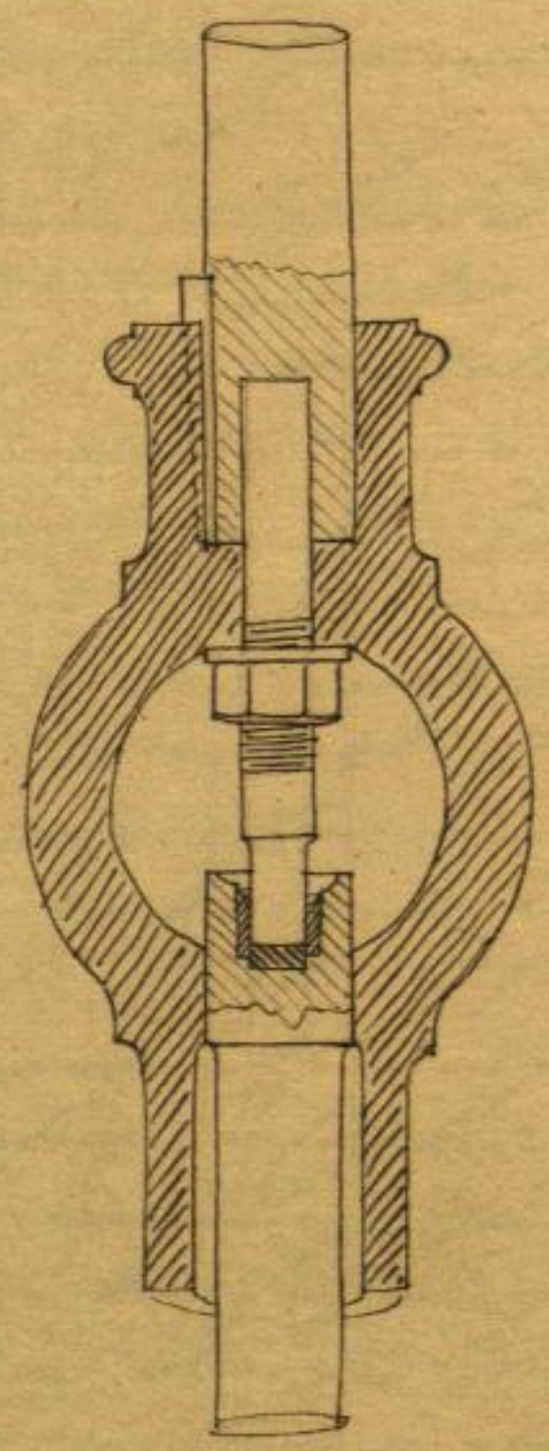
Die conische Verengerung am Leitrad hat den Zweck die Zunahme der Centrifugalkraft der Turbinenwasser auf die Spannung des Wassers zu verringern.

Es können alle Turbinen gron. äh. construirt werden, so daß man nur 1 Modell zu schaffen nöthig hat, allein für einen der neueren Räder. Es bieten keinen Nutzen

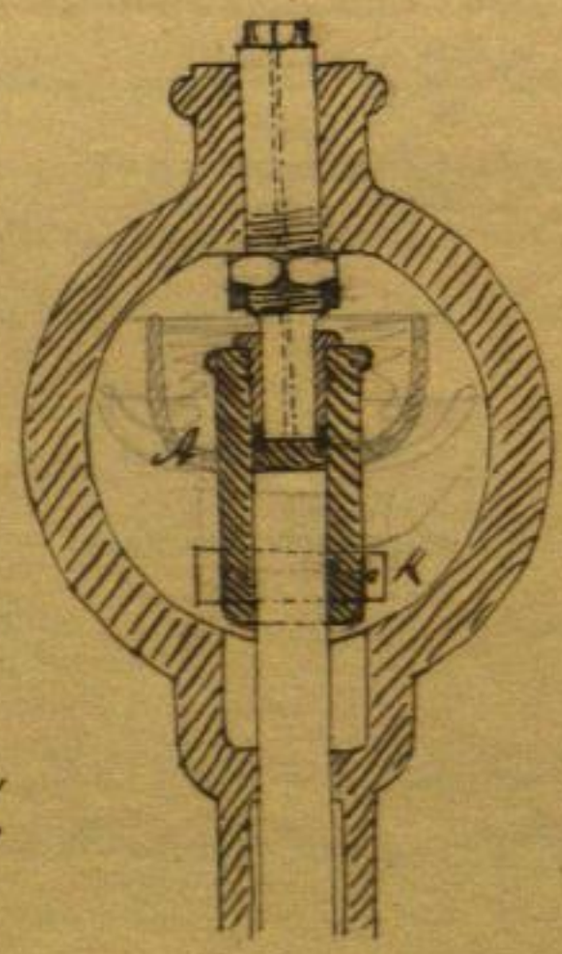
gut, da sich das Wasser nur einmal zu wenden hat.
Ein Nachtheil ist, daß die Füllung der Schaufeln
nicht reguliren kann, wenn man nun der Leitung
entsprechen will, daß das Wasser ganz ohne Stoß
an allen Zellen in das Rad tritt.
Ein 3ter Nachtheil ist der, daß die Wasserstrahlen
bei der Fourneyron'schen Turbine eine doppelte Krümmung
beim Durchgehen bekommt, dazu kommt noch die
Centrifugalkraft, durch welche leicht ein Anstoßen
an die Wände der Röhre verursacht wird.
Ein Vortheil der Turbinen ist der, daß der
Procentualische Maß der Effecte bei allen Gefällen
nicht variirt, was bei den Wasserrädern nicht
der Fall ist, sodann daß die Gesetze der Turbinen
sehr sehr variiren um eine Änderung der Effecte
hervorzubringen. Allein ein sehr fatales Umstand
ist bei den Anordnungen, daß die Turbinen immer
voll laufen muß (sie doch ist darin die Jouval'sche
Turbine schwächer, als die Fourney'ronsche), wodurch
ihre Anordnungen für kleinere Gefälle unter 2m sehr
schwierig und für diese unrentabel werden.
Eine Vergleichung der Turbinen mit den Wasserrädern
finden wir heute in den Wasserrädern, durch welche wir
entscheiden können, ob und in welchem Fall die eine
oder die andere Maschine angeordnet werden. Es ist
dort auch eine Tabelle aufgestellt, durch welche diese Ent-
scheidung erleichtert wird. Diese Tabelle finden wir aus
in den Resultaten S. 137. No 163 aufgenommen.
Wir haben nun noch von einem sehr wichtigen Capitel
nämlich von der Praxis der Turbinen zu reden, ich na-
mentlich von den Theilen der Turbinen.
1. Von dem Zapfen der Turbinen. Von Fourneyron
hat die fatale Erfahrung oft Anwendung der Zapfen bei
seiner Turbine bewahrt u. sich bemüht die rechtfertigte
Construction diesen Nebelstande abzuhelfen.
Um dieses zu thun müssen wir uns zuerst fragen. Was
ist die Ursache dieser Erscheinung. Die Hauptsache scheint
zu sein die schnelle Bewegung des Zapfens, die zugleich
mit wichtiger Pressung geschieht. Allein die Erfahrung
zeigt, daß diese beiden Ursachen dieses Erscheinungen
allein nicht verursachen können. Es muß daher noch etwas

andere mit unter eine solche Erschütterung hervorzubringen.
Denn der Druck bei der Turbine ist im Vergleich mit den
unterschlächtigen Transmissionen sehr klein. Das Gewicht zwar die
Schwerdigkeiten, nicht ganz so groß, allein ebenfalls von
sehr großer Bedeutung. Bei den unterschlächtigen Transmissionen
kommen aber diese Erschütterungen nicht vor. Es sind ein Gegenstand
Das die unterschlächtigen Wasser gewöhnlich unempfindlich.
Es muß daher ein anderer Umstand diese Erscheinungen
hervorbringen. Dazu kann vielleicht das Metall der
Zapfen u. Pfannen beitragen, allein die Erfahrung
hat hierüber nicht genügend geliefert. Einmal war Stahl,
einmal, Schmiedeisen, Messing etc. besser gewesen.
Das Einzige übrigens zu erhalten, daß der bedeutend
angreifende Theil von weicherem, und der sich nothwendigend
stehende untere Theil von härterem Metall sein soll.
Ein weiterer Umstand, der beeinflußt muß sodann
die Anordnung der Pfannen sein. Es soll der Druck
so möglich auf die ganze Fläche der Pfanne gleichförmig
vertheilt sein, sodann soll der Zapfen groß sein, damit
der Druck auf eine Fläche verkleinert wird. Aber trotz alldem,
wo diesen Bedingungen ganz entsprochen würden, kann
es dennoch vor, daß der Zapfen zerstört würde, wo selbst
die sehr wichtige Bedingung, die Fläche auch nicht fließend
zu ölen, ebenfalls entsprochen war. Es muß daher noch
etwas wirken, das diese wichtigen Erschütterungen hervorbringt
Dieses scheint eine der Vibrationen zu sein, die bei jeder
Turbine, besonders bei den sehr kräftigen, sehr merklich
aufgetreten. So hat zb. an einem Ort das Wasser einen
abs. Effect v. 160 Pferde. Die Turbine liefert aber blos 125
es sind also diese 35 Pferde fortgekommen. Angenommen
dieß das abfließen des Wassers gehen 5 Pferde verloren
was sehr angenommen ist, so fehlen immer noch 20 Pferde.
Diese 20 Pferde bringen die fürchterlichen Vibrationen
hervor, die dann solche Erschütterungen am Zapfen, wo sie
stand wollen, an. Angenommen es werden eine 10 Pferde
Vibrationen an den Mantel und 20 Pferde an die Welle
abgegeben, so wird der Zapfen mit 5 Pferde fortwährend
hin und hergerüttelt. Jetzt begreifen wir, woher diese heftigen
Erschütterungen kommen können. Dazu kommt noch, daß es wie einmal nur eine kleine Erschütterung
entstanden ist, das Oel ein trocknet, wie Schmier Oel.





3.

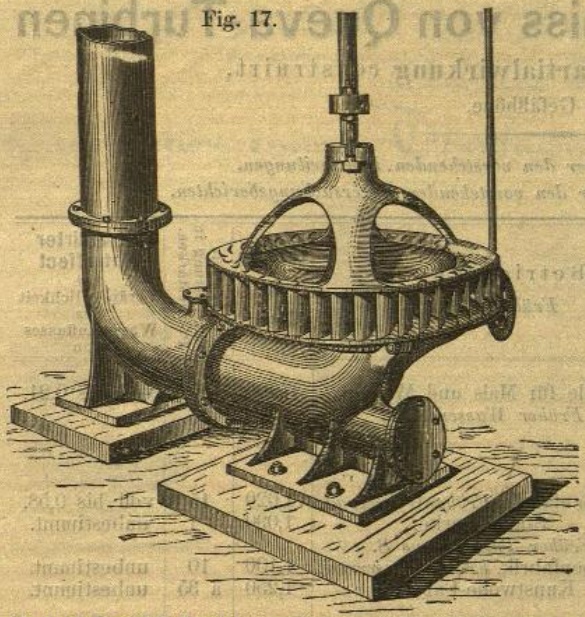


5.

Fig 5. Zapfenkraftübertragung am Lager Halter und der gewöhnlichen Zapfen Stellschraube nehmen und wechseln zu können ohne das Turbinenrad mit der Rohrzuführung zu müssen.
A bewegliche Hülse, die durch Stellschraube der Riegel K gegen geschlagen wird, und welcher dann das ganze Lager blockiert.

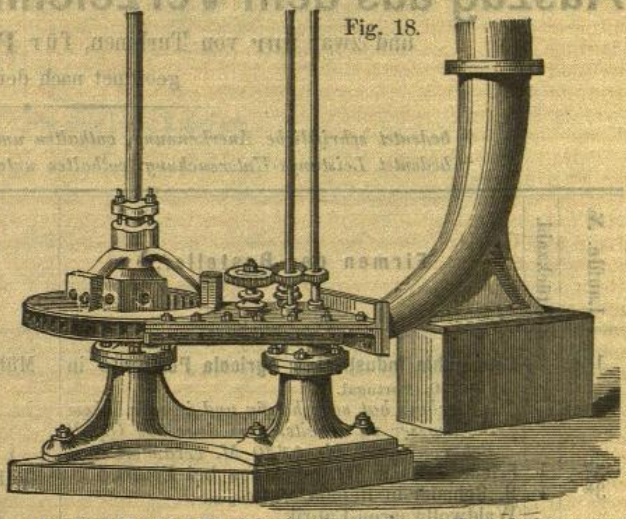
Turbinen-Constructionen, Aufstellungsarten und Zapfen-Constructionen, ausgeführt von H. Queva & Co. in Erfurt.

Fig. 17.



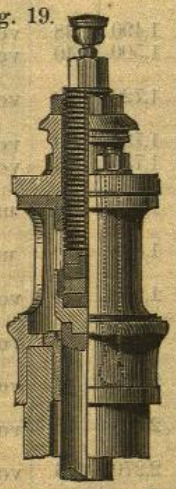
Radial-Partial-Turbine mit innerer Beaufschlagung und Wasserzuführung von unten; Regulirung mittels Cylinderschieber; Ueberwasser-Unterzapfen; Rohrleitung.

Fig. 18.



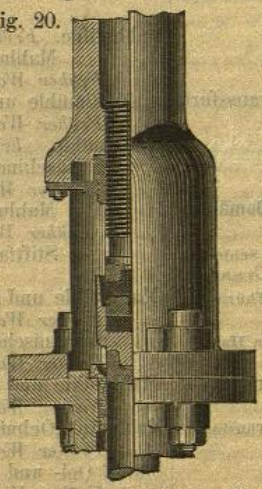
Radial-Partial-Turbine mit äusserer Beaufschlagung; Regulirung mittels Zungenschiebern; Ueberwasser-Unterzapfen; Rohrleitung.

Fig. 19.



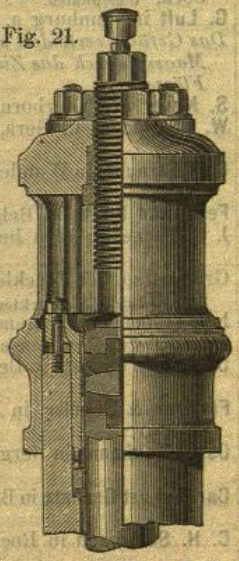
Oberzapfen, am oberen Ende der hohlen Turbinenwelle.

Fig. 20.



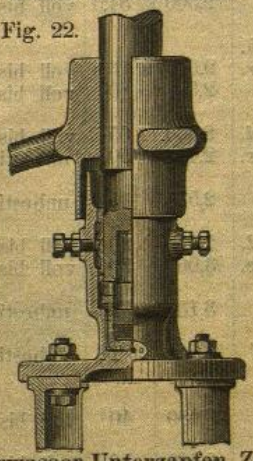
Mittelzapfen in der hohlen Turbinenwelle, bei Aufsatzwelle.

Fig. 21.



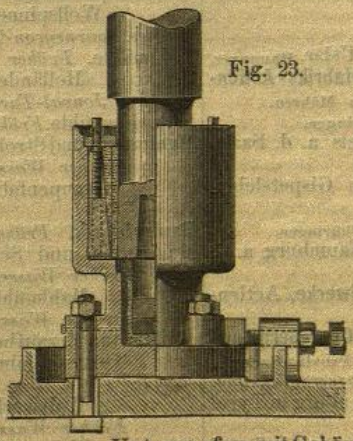
Oberzapfen, am oberen Ende der hohlen Turbinenwelle, mit Liderung.

Fig. 22.



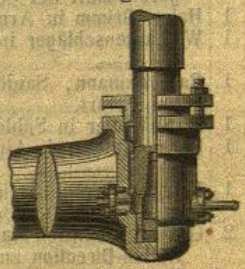
Ueberwasser-Unterzapfen, Zapfengehäuse zum Hinunterlassen.

Fig. 23.



Ueberwasser-Unterzapfen, mit Gehäuse-Einstellung und Keilanzug der Halsbacken.

Fig. 24.



Unterwasser-Zapfen mit Liderung.

IV.

Auszug aus dem Verzeichniss von Queva-Turbinen

und zwar **nur** von Turbinen, für **Partialwirkung** construirt,

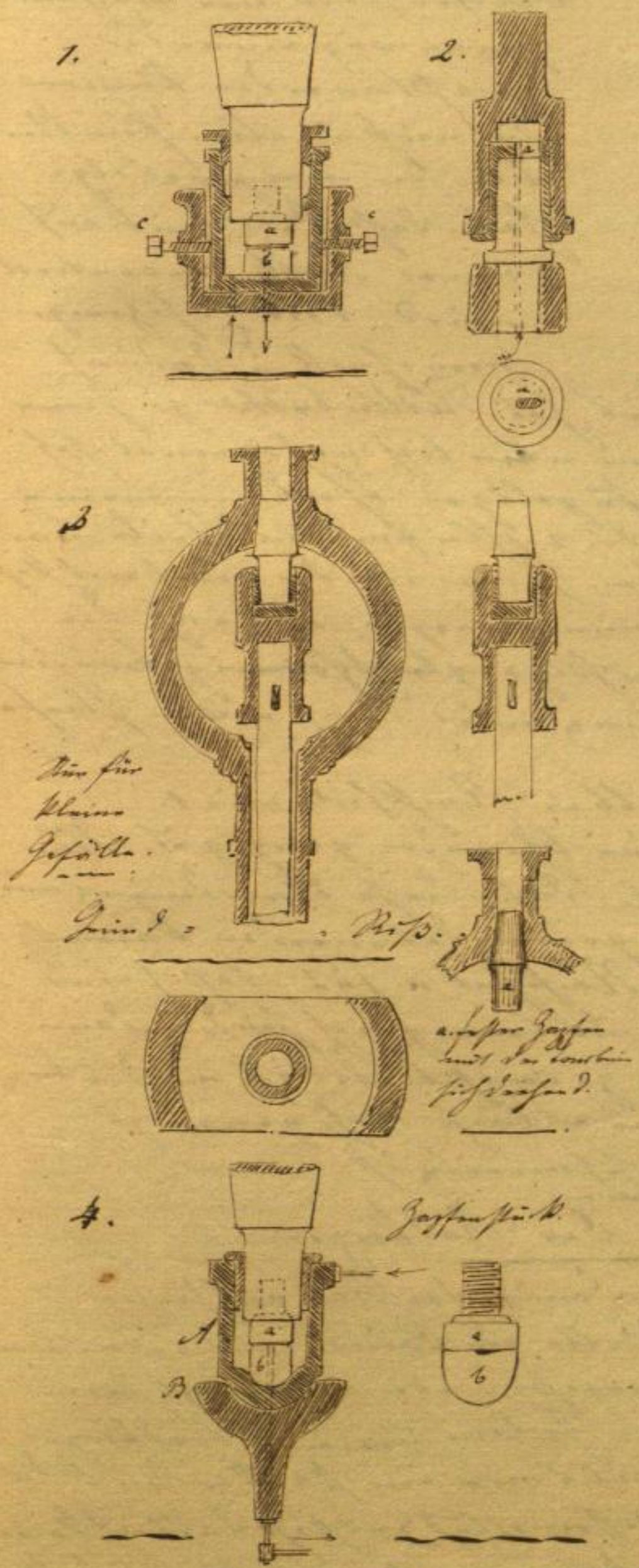
geordnet nach der Gefällhöhe.

* *bedeutet schriftliche Anerkennung, enthalten unter den vorstehenden Beurtheilungen.*
† *bedeutet Leistungs-Untersuchung, enthalten unter den vorstehenden Untersuchungsberichten.*

Laufde. №	Stückzahl.	Firmen der Besteller.	Betriebszweck. *Früherer Motor.*	Gefälle in Meter.	Garantirte Nutzleistung in Pferdestärken.	Garantirter Nutzeffect bei Veränderlichkeit des Wasserzuflusses von
1	1	**Companhia Industrial e Agricola Portuense** in Oporto, Portugal. *Die Turbine hat sehr häufig und in sehr hohem Stauwasser zu arbeiten, so dass das Gefäll sich von 0,900 bis 1,640 M. verändert.*	Mühle für Mais und Weizen. *Früher Wasserräder.*	0,900	45	voll bis 0,21.
2*	1	**Friedr. Filss** in Ilversgehofen bei Erfurt.	Graupenfabrik. *Früher Wasserrad.*	1,020	15	voll bis 0,58.
3*	1	**H. Schmidt** in Remda, Thüringen. Waldwollwaaren-Fabrik.	Stampfwerke. *Früher Turbine aus S.*	1,090	1	unbestimmt.
4	1	**E. C. Müller** in Erfurt.	Graupenfabrik. *Früher Wasserrad.*	1,100	10	unbestimmt.
5 6	2	**B. Hallenstein & Fels** in Neuhaus bei Paderborn, Westphalen.	Kunstwolle-Fabrik.	1,250	à 35	unbestimmt.
7*	1	**G. Luft** in Camburg a. d. Saale, Thüringen. *Das Gefälle verändert sich häufig und in hohem Maasse durch das Ziehen der Schleussen zum Flössen.*	Mahlmühle und Oelmühle. *Früher Wasserrad.*	1,460	38	voll bis 0,55.
8*†	1	**S. Meyer** in Paderborn, Westphalen.	Mahlmühle. *Früher Wasserräder.*	1,490	38	voll bis 0,78.
9*	1	**W. Oberländer** in Gera, Thüringen.	Mahlmühle. *Früher Wasserräder.*	1,500	40	voll bis 0,73.
10*	1	**Carl Straube** in Wundersleben bei Straussfurt, Thüringen.	Mahlmühle und Oelmühle. *Früher Wasserräder.*	1,720	20	voll bis 0,59.
11*	1	**Ferdinand Raatz** in Belgard, Pommern.	Mahlmühle. *Früher Wasserrad.*	1,730	30	voll bis 0,65.
12*	1	**J. H. Michel** in Eich bei Luxemburg.	Maschinenfabrik. *Früher Wasserrad.*	1,750	13	voll bis 0,37.
13	1	Grossherzoglich Mecklenburgisches **Domänenamt Neustadt**, Mecklenburg.	Mahlmühle. *Früher Wasserrad.*	1,870	40	unbestimmt.
14	1	**Jos. Ferdinand** in Langendorf bei Neisse, Schlesien. *Das Wasser führt lange Zeit und viel Grundeis.*	Stiftfabrik.	1,880	10	unbestimmt.
15	1	**Constantin Oschatz** in Berka a. d. Ilm, Thüringen.	Mahlmühle und Schneidemühle. *Früher Wasserräder.*	1,960	40	voll bis 0,27.
16*	1	**Fütterer & Schüler** in Bleicherode am Harz.	Mechanische Weberei. *Früher Wasserräder.*	2,040	20	voll bis 0,54.
17*	1	**Oscar Kaufmann** in Berga a. d. Elster, Thüringen.	Mahlmühle und Schneidemühle. *Früher Wasserräder.*	2,050	39	voll bis 0,42.
18*	1	**Carl August Oschatz** in Berka a. d. Ilm, Thüringen.	Mahlmühle, Oelmühle u. Lohmühle. *Früher Wasserräder.*	2,200	40	voll bis 0,29.
19*	1	**C. H. Schlobach** in Rochlitz, Sachsen.	Mahl-, Oel- und Schneidemühle. *Früher Wasserräder.*	2,270	46	voll bis 0,55.
20	1	**C. H. Schlobach** in Rochlitz, Sachsen.	Mahlmühle. *Früher Wasserrad.*	2,270	25	voll bis 0,62.
21*†	1	**Victor Conrot** in Luxemburg.	Strumpfwaaren-Fabrik und Wollspinnerei. *Früher Fourneyron-Turbine a. Ch.*	2,300	34,5	voll bis 0,50.
22 23*	2	**W. Teuteberg** in Schoningen bei Uslar, Hannover.	Mahlmühle. *Früher Wasserräder.*	2,340	à 16,5	voll bis 0,66.
24*	1	K. K. Priv. **Olleschauer Papierfabriks-Actiengesellschaft** bei Schönberg in Mähren.	Holländer. *Früher Jonval-Turbine aus P.*	2,350	80	voll bis 0,68.
25*	1	**Heinr. Grimm** in Arnstadt, Thüringen.	Schneidemühle. *Früher Wasserrad.*	2,360	65	voll bis 0,32.
26*	1	**W. Lautenschläger** in Weissenfels a. d. Saale, Thüringen.	Mahlmühle und Strohstoff-Fabrik. *Früher Wasserrad.*	2,400	50	unbestimmt.
27*	1	**Carl Axmann**, Sanitätsrath, in Gispersleben bei Erfurt.	Graupenfabrik.	2,510	15	unbestimmt.
28*	1	**F. Schindler** in Schleusingen, Thüringen.	Papierfabrik. *Früher Wasserrad.*	2,670	29	voll bis 0,37.
29	1	**Herm. Stecher** in Almrich bei Naumburg a. d. Saale, Thüringen.	Mahlmühle und Schneidemühle. *Früher Wasserräder.*	3,060	50	voll bis 0,44.
30	1	**Schöpfurther** und **Steinfurter Mühlwerke**, Actiengesellschaft bei Berlin.	Mahlmühle. *Früher Wasserrad.*	3,130	30	unbestimmt.
31 32	2	Gewerkschaftlich **Mansfeld'sche Ober-Berg- und Hütten-Direction** zu Eisleben, Provinz Sachsen. *Partial-Turbinen mit unterer Wasserzuführung.*	Mühle für Erzaufbereitung auf Gottesbelohnung.	3,140	à 11	unbestimmt.
33*	1	**Messingwerk Achenrain** bei Rattenberg in Tyrol (Geheimrath C. v. Kulmiz).	Walzwerke. *Früher Wasserrad.*	3,480	40	voll bis 0,57.
34*	1	**Messingwerk Achenrain** bei Rattenberg in Tyrol (Geheimrath C. v. Kulmiz).	Walzwerke. *Früher Wasserrad.*	3,480	50	voll bis 0,58.

die Zuleitung des Oels vorsteht, so daß man sich einen dreibigen, kreisförmigen, vibrirenden Zapfen habe. Jetzt steigert sich die Hitze natürlich in Folge der Reibungen immer, wie wir sie oben beschrieben.

Construction einiger Turbinen-Zapfenlager.



1. In der ersten Anordnung sind 2 Metallblatten a und b, a ist in dem Wellbaum befestigt. Zwischen ihnen sind 3 Ringe zur Oelung. Oben ist eine Metallbüchse. c, Schrauben um die Löcher concentrisch zu halten.

2. Bei der zweiten Anordnung ist die messingene Pfanne eingestückt in Wellbaum der Zapfen steht nicht in Oelung a eine Oeffnung

3. Diese dritte Anordnung v. Poncelet ist so construirt, daß die Turbine in dem Zapfen hängt. Diese Anordnung hat das Gute, daß der Zapfen über Wasser ist u. also leicht beaufsichtigt werden kann.

4. Anordnung v. Redtenbacher Kugellager. a von Kanonenmetall, b von Stahl. die Pfanne A ist drehbar in B. Druckgleichförmig.

3. Diese Anordnung schon von Tourneyron angewandt.

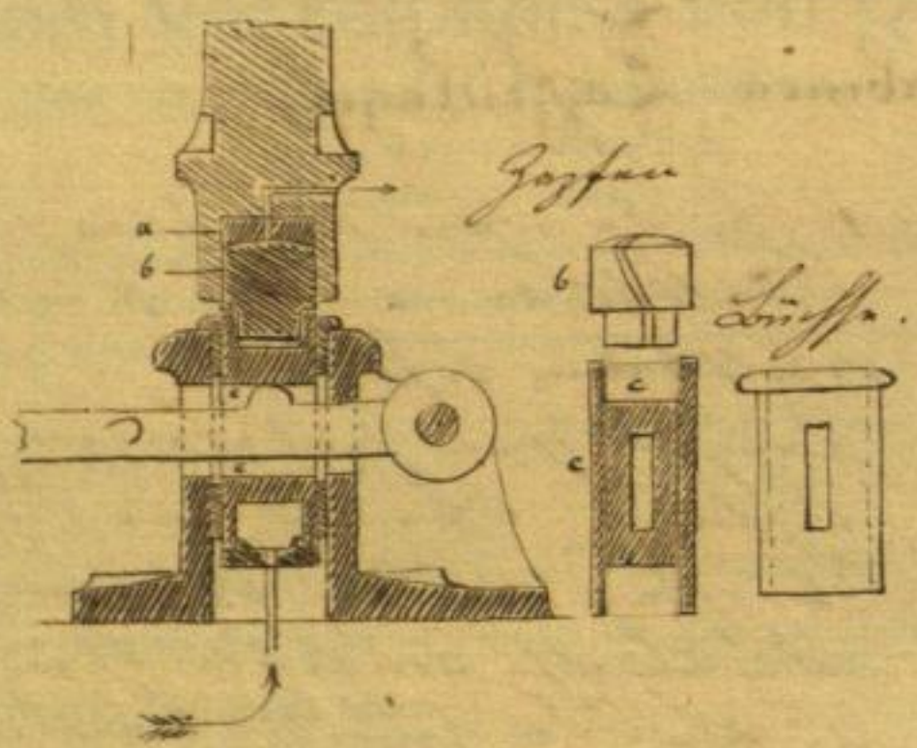
a. concave Platte von Kanonenmetall

b. eingesetzte Zapfen von Stahl

c. Cylinder in dem der Zapfen steht in dem Fuß desselben ein Oelungsgefäß das Oel wird von unten nach oben eingeleitet. Die Einrichtung ist so getroffen, daß man die Turbine heben u. senken kann.

Daß die Hebel d, die außen an einer Zugstange befestigt ist. Durch die Stange der Hebel den Zapfen heben u senken kann.

Anordnung 5.



Die Anordnung No. 1 hat den Nachtheil, daß ihre Arbeiten dieser alle Star u nachgiebig sind, so daß die zwei Schleifenden Steine, die nie nathan genau aufeinander gepaßt werden können sich nicht in allen Punkten berühren, was zur Folge hat, daß der Druck auf einer Stelle concentrirt wird, dort Erhitzung mit Gefahr u dadurch den Zapfen zu reiben. Dies hat Redtenbacher zu seiner Construction geführt. Dort kann nämlich noch einmal sich die ganze Büchse um einen kugeligen Theil ein wenig drehen. Würden also jetzt die 2 schleifenden Theile nur an einer Stelle sich berühren, so müßte der dort entstehende Druck die Schaumen etwas seitwärts bringen, wodurch die Flächen ihre gegenseitige richtige gleichförmig berührende Lage erhalten. Die Stellung wird durch einen fliehenden Schlüssel bewirkt.

Anordnung 2 hat denselben Nachtheil, wie 1.

Anordnung 3 ist für seine Zwecke ganz gut, Nur ist aber hier der Nachtheil, daß diese Anordnung nur für kleinere Gefälle angewendet werden kann.

No 5. hat abwechselnd den Nachtheil v. 1 u 2 daß seine Verbindungen zu stark u unbeweglich sind, u dann noch, daß die Anordnung zu complicirt ist und über. Dies sind hier 2 Bronzene Flächen sehr genau zu bearbeiten, was ungemein schwierig ist.

Construction der Radkörper

1. Für kleine Gefälle. Damit das Rad auf seiner Höhe erhalten wird, ist an der Welle ein Cranz, entweder, wenn die Welle von Gußeisen ist angegossen oder aufgesetzt, wenn die Welle von Schmiedeisen. In dem inneren Radkörper befindet sich eine Öffnung, damit nie ein starker Druck des Wassers eintreten kann. Wasserverlust entsteht dadurch keiner, da das Wasser ja plötzlich reichlich machen müßte um dahin zu gelangen.

Nachtrag

aus dem Werk über
Turbinen v. Redtenbacher

Turbine von Fourneyron.

1. Ausfluß des Wassers aus den Leitschaufelkanälen.

Wenn wir den allgem. Satz voraussetzen, daß das Rad im Unterwasser eingetaucht ist, so folgt daß die Mittelzahl der Öffnungen der Leitschaufelkanäle in einer Tiefe $H+h$ unter der Oberfläche des Wassers im Zuleitungscanal, wo h die Tiefe der Mittelzahl der Öffnungen der Radkanäle unter dem Wasserspiegel im Abflußcanal bedeutet.

Ist q der Druck auf einen Quadratmeter bezogen mit welchem sich die Wasserfäden in der kreisförmigen Zelle des inneren Umfangs des Rades nach der Richtung ihrer Tangente pressen, so wird, wenn g gleichfalls den Beschleunigungsdruck, welcher auf die Oberfl. d. Wassers im Zul. canal wirkt, das Wasser mit einer Geschwindigkeit $V = \sqrt{2g(H+h+\frac{A}{\delta}-\frac{q}{\delta})}$ aus den Leitschaufelkanälen ausströmen, wo A den allgemeinen q u. A vorstellen. Ist δ über diese Pressungen einen Einfluß aber auf die Ausströmungsgeschwindigkeit nicht gehabt, für die Pressung q u. A Wassersäulen so können wir statt des ersten Druckes eine Wassersäule von der Höhe $\frac{A}{\delta}$ u. statt der Pressung q eine Wasser. von d. Höhe $\frac{q}{\delta}$ wirkend denken, dann fließt aber das Wasser mit der jeweiligen Geschw. aus, die einer Höhe $H+h+\frac{A}{\delta}-\frac{q}{\delta}$ entspricht, es ist demnach

1. $U = \sqrt{2g(H+h+\frac{A}{\delta}-\frac{q}{\delta})}$ woraus folgt.

2. $\frac{q}{\delta} = \frac{A}{\delta} = H+h-\frac{U^2}{2g}$ Da in dieser Gleichung q u. U nie bekannt sind so kann man noch nichts aus ihr bestimmen, erst in Verbindung mit andern Gln. dient sie zu diesem Zwecke.

2. Ausfluß des Wassers aus dem Leitschaufelapparat und das Rad. — Das Wasser verläßt den " " " mit einer Geschw. U, deren Richtg. mit der innern Umfang des Rades den $\angle\alpha$ bildet. Zerlegen wir U in 2 rad. u. tgle richtg. so ist die tgle $= U\cos\alpha$ u. die Radialg. $U\sin\alpha$. Die relative Geschw. des Wassers gegen die Radtheilen ist am Ende derselben u_1. Da das Wasser der Voraussetz. gemäß die Canäle ausfüllen soll so ist die rel. Geschw. desselben gegen die Radcurven am Anfange $u_1\frac{\Omega_1 k_1}{\Omega_2}$. Im Wasserfäden besitzt demnach am Anfang eines Radcanals nach der Richtg. der Tangente an einer Radcurve eine Geschw. $u_1\frac{\Omega_1 k_1}{\Omega_2}$ u. dann noch mögen der Tang.

Der Rades nach der Richtg der Tangente an dem inneren Radumfang eine Geschw. v_2. Zerlegt man nun der Geschw. dieser Geschw. nach rad. u. tg Richtg so ist die rad. $u_1 \frac{\Omega_1}{\Omega_2} k_1 \sin\beta$ und in tgle $u_1 \frac{\Omega_1 k_1}{\Omega_2} \cos\beta$

Unmittelbar vor dem Eintritt ist daher die Geschw. d. Wasser nach rad. Richtg $U \sin\alpha$, nach tgle $U \cos\alpha$ u. Unmittelbar nach dem Eintritt d. Rad nach rad. $u_1 \frac{\Omega_1}{\Omega_2} k \sin\beta$ u. nach tgle $v_2 - u_1 \frac{\Omega_1}{\Omega_2} k_1 \cos\beta$

Da im Allgemeinen diese Geschw. nach gl. Richtg nicht gleich groß sein werden, so entstehen plötzliche Geschwindigkeitsänderungen, d. u. einer Verlust J an Wirkungsfähigkeit des pro Sec. u. bestimmten Wassers zur Folge hat u. in dieser Wrl. J ist nach d. am bekannten Princip v. Carnot

$$J = \frac{Q.\gamma}{2g}\left(U\sin\alpha - u_1\frac{\Omega_1}{\Omega_2}k_1\sin\beta\right)^2 + \left(U\cos\alpha - \left(v_2 - u_1\frac{\Omega_1}{\Omega_2}k_1\cos\beta\right)\right)^2$$

Da das Wasser alle Canäle ausfüllt, so ist

$$\text{o } U\Omega k = u_1\Omega_1 k_1, \text{ demnach } U = u_1\frac{\Omega_1}{\Omega}\frac{k_1}{k}.$$

u. setzt der Kürze wegen

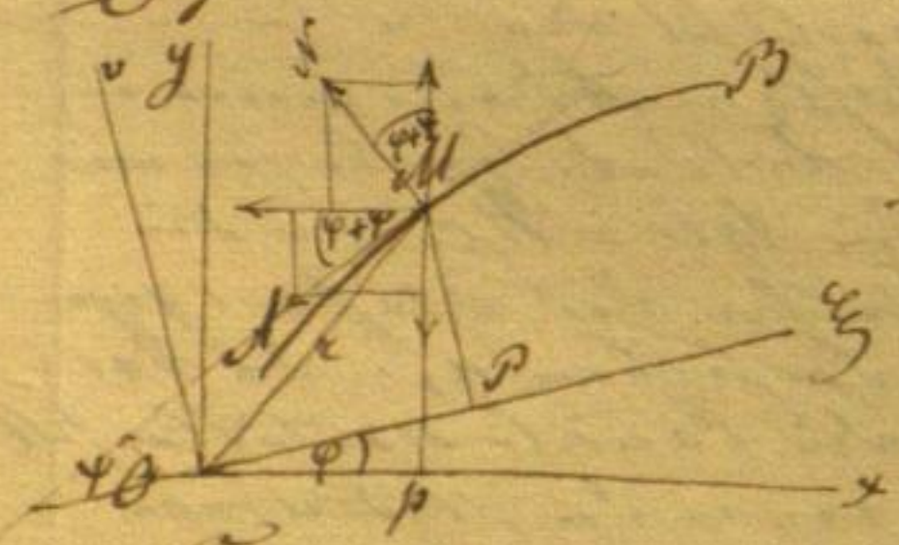
$$\frac{\Omega_1 k_1}{\Omega k}\sin\alpha - \frac{\Omega_1 k_1}{\Omega_2}\sin\beta = n \text{ u. } \frac{\Omega_1 k_1}{\Omega k}\cos\alpha + \frac{\Omega_1 k_1}{\Omega_2}\cos\beta = m$$

so erhält man

$$J = \frac{Q\gamma}{2g}\left((mu_1 - v_2)^2 + n^2 u_1^2\right)$$ wo γ also = 1000 Kil. = dem Gew. 1 cbm Wassers ist.

3) Bewegung des Wassers durch das Rad.

Die stetige Folge der Orte, welche irgend ein kleines Wassertheilchen nach den aufeinanderfolgenden Zeitelementen während seiner Bewegung durch das Rad einnimmt, bildet relativ gegen das letztere einen innern Canal von gewisser Gestalt. Es sei AMB die Axe d. nicht Canals. Nach Verlauf der Zeit t also von dem Eintritt eines Wassertheilchens in den Canal an gerechnet wird dasselbe befinden sich das Wasserth. in M. Es sei O der Mittelpkt. des Rades Ox u. Oy, 2 absolut feste Ordinaten, OE u. Ov 2 mit dem Rade verbundene



Coordinatenachsen, d. in denselben die Bewegung des Rades beobachten u. gegenüber die Curve AMB eine innerhalb derselben Lage hat.

Nennen wir nun $OP = \xi$ u. $MP = v$, $MA = \sigma$, wo der Querschnitt des Canals $Op = x$ u. $Mp = y$, $OM = r$. Es sei $\angle \xi O x$, welcher nach der Zeit t die Axe $O\xi$ mit Ox bildet. Wenn ψ den $\angle$, welchen die zum Pkt. M an die Curve MAB gezogene Tangente mit der positiv. Richtg. der Axe $O\xi$ bildet

u_0 u. u, die Geschw. des Wasserstrahls resp. relativ gegen die Lage MAB am Ausflussziel, u. auch φ das Wasser, welches das Theilchen bei M umgibt ist auf dasselbe noch alle an Pressungen zwischen Pressgn. aus, welche seinem Bewegungszustand nachwirken.

Denken wir uns diese Pressungen nach der Richtg. der Tangente u. Normale zerlegt, die zum Punkt M der Curve MAB gehören so wird die Resultirende aller tangentialen Kräfte nichts anderes sein, als der Unterschied der Pressgn., welche in den Wasserstrahl begrenzenden Querschnitten des Canals herrschen. Nehmen wir an, daß die in den aufeinanderfolgenden Querschnitten des Canals herrschenden Pressungen allmählig abnehmen, so werden die Querschnitte von der Axe des Rohres entfernt sind u. begrenzen wir durch T u. $T + dT$ die auf die Flächeneinheit bezogenen Pressgn. in den das Wasserth. bei M begrenzenden Querschnitten, so ist $w \cdot dT$ die Kraft, welche das Wasserth. in seiner Lage fortstreibt. Die Kraft mit welcher das Theilchen nach normaler Richtg. getrieben wird sei N.

Zerlegen wir die Kräfte $w \cdot dT$ u. N nach Richtgn. die mit Ox u. Oy ∥ sind, so erhalten wir für die Kräfte, welche das Wasserth. treiben folg. Werthe

Kraft ∥ Ox; . . . $-w\,dT\cos(\varphi+\psi) - N\sin(\varphi+\psi)$

" " ∥ Oy; . . . $-w\,dT\sin(\varphi+\psi) + N\cos(\varphi+\psi)$.

Die Masse des Theilchens können wir ohne einen Irthum dem Inhalt desselben in seiner relativen Lage im Zeitraum dt gleichsetzen $= d\sigma$, dann ist die Masse des Theilchens $\frac{w\,d\sigma}{g}$ u. die Gleichgn. der Bewegung des Theilchens sind dann

$$\frac{w \cdot d\sigma}{g} \cdot \frac{d^2x}{dt^2} = -w\,dT\cos(\varphi+\psi) - N\sin(\varphi+\psi)$$

$$\frac{w\,d\sigma}{g} \cdot \frac{d^2y}{dt^2} = -w\,dT\sin(\varphi+\psi) + N\cos(\varphi+\psi)$$

Eliminirt man aus diesen Gln. N, indem man erstere mit $\cos(\varphi+\psi)$, letztere mit $\sin(\varphi+\psi)$ multiplicirt u. sie

sie hierauf addirt so ergiebt sich:

$$\frac{\xi\,d\phi}{g}\left\{\frac{d^2x}{dt^2}\cos(\varphi+\psi)+\frac{d^2y}{dt^2}\sin(\varphi+\psi)\right\}=-dT \qquad (6$$

Zwischen den Coordinaten $x\,y\,\xi\,v$ bestehen aber, wie man leicht findet, folgende Gleichungen

$$\left.\begin{aligned} x &= \xi\cos\varphi - v\sin\varphi \\ y &= \xi\sin\varphi + v\cos\varphi \end{aligned}\right\} 7$$

Differenzirt man diese Gl. zweimal hintereinander u. berücksichtigt, daß, wenn der vorausgesetzten Gleichförmigkeit der Bewegung des Rades $d^2\varphi=0$ ist, so findet man

$$\frac{d^2x}{dt^2}=\cos\varphi\frac{d^2\xi}{dt^2}-2\sin\varphi\frac{d\varphi\,d\xi}{dt.dt}-\xi\cos\varphi\left(\frac{d\varphi}{dt}\right)^2-$$
$$2\cos\varphi\frac{dv}{dt}.\frac{d\varphi}{dt}-\sin\varphi\frac{d^2v}{dt^2}+v\sin\varphi\left(\frac{d\varphi}{dt}\right)^2$$

$$\frac{d^2y}{dt^2}=\sin\varphi\frac{d^2\xi}{dt^2}+2\cos\varphi\frac{d\varphi\,d\xi}{dt.dt}-\xi\sin\left(\frac{d\varphi}{dt}\right)^2-$$
$$2\sin\varphi\frac{dv}{dt}.\frac{d\varphi}{dt}+\cos\varphi\frac{d^2v}{dt^2}-v\cos\varphi\left(\frac{d\varphi}{dt}\right)^2.$$

Multiplicirt man die 1s Gl. mit $\cos(\varphi+\psi)$ u. letztere mit $\sin(\varphi+\psi)$, addirt sie, u. berücksichtigt, daß

$\sin\psi=\frac{dv}{d\phi}$ u. $\cos\psi=\frac{d\xi}{d\phi}$ ist, so findet man nach einfacher Reduction

$$\frac{d^2x}{dt^2}\cos(\varphi+\psi)+\frac{d^2y}{dt^2}\sin(\varphi+\psi)=\frac{d\xi\,d^2\xi+dv\,d^2v}{dt^2}-\left(\frac{d\varphi}{dt}\right)^2\frac{\xi\,d\xi+v\,dv}{d\phi}$$

Es ist aber

$$d\xi\,d^2\xi+dv\,d^2v=\tfrac{1}{2}d(d\xi^2+dv^2)=\tfrac{1}{2}d(d\phi)^2$$

$$\xi\,d\xi+v\,dv=\tfrac{1}{2}d(\xi^2+v^2)=\tfrac{1}{2}d(r^2)\text{, demnach erhalten wir}$$

$$\frac{d^2x}{dt^2}\cos(\varphi+\psi)+\frac{d^2y}{dt^2}\sin(\varphi+\psi)=\frac{1}{2}\frac{d(d\phi)^2}{d\phi\,dt^2}-\left(\frac{d\varphi}{dt}\right)^2\frac{1}{2}\frac{d(r^2)}{d\phi}$$

Durch Substitution in die Gl. 6 eingeführt verschwindet man

$$\frac{1}{2}\frac{\xi}{g}\left\{d\left(\frac{d\phi}{dt}\right)^2-\left(\frac{d\varphi}{dt}\right)^2d(r^2)\right\}=-dT$$

Da $\frac{d\varphi}{dt}$ die constante Winkelgeschwindigkeit des Rades ist, so kann man diese Gl. integriren, wodurch man erhält

$$\frac{1}{2}\frac{\xi}{g}\left\{\left(\frac{d\phi}{dt}\right)^2-\left(\frac{d\varphi}{dt}\right)^2r^2\right\}=-Tt\,C$$

Es ist aber $\frac{d\phi}{dt}$ die relative Geschwindigkeit des Wassers gegen seinen Lauf, demnach $\frac{d\phi}{dt}=u$. Bezeichnen wir die constante Winkelgeschwindigkeit des Rades mit θ so wird aus letzter Gl.

$$\frac{1}{2}\frac{\xi}{g}(u^2-r^2\theta^2)=-T+C \qquad (7$$

Nehmen wir zuerst den Fall an, daß beim Ausbruch des Wassers aus den Luftröhren exclusive des Rad keine

plötzlichen Geschw. ändernigen einstreten, daß also das eintretende Wasser weder gegen die Radschaufeln noch auch gegen das bereits in den Radkänälen befindliche Wasser stoßen. Es ist für den Anfang des Canales

$$u = u_0 = \sqrt{U^2 + v_2^2 - 2Uv_2 \cos\alpha}.$$

und nun in der obigen Voraussetzung die relative Geschw. des Wassers gegen das Rad vor u nach dem Eintritt in das Rad Null ist. Ferner ist für den Anfang des Canales

$$r = R_2 \;,\; r\theta = R_2\theta = v_2 \qquad T = 0$$

Demnach findet man aus (7. $\frac{1}{2}\frac{\varrho}{g}\{U^2 + v_2^2 - 2Uv_2\cos\alpha - v_2^2\} = -g\,C$ const (8

Für das Ende des Canales ist vorgegeben, wenn gesetzt, daß die Entbindung im Unterwasser nur durch

$$u = u_1 \;\; r = R_1 \;\; r\theta = R_1\theta = v_1 \;\; T = t + h\varrho$$ die Substitution dieser Werthe in (7 ergibt sich $\frac{1}{2}\frac{\varrho}{g}\{u_1^2 - v_1^2\} = -(t + h\varrho) + C$ (9

Aus der Differenz der Gl. 8 u 9 folgt.

$$\frac{\varrho}{g} - \frac{t}{g} = \frac{1}{2g}\{u_1^2 - (U^2 + v_2^2 - 2Uv_2\cos\alpha) - v_1^2 + v_2^2\} + h$$

Eliminirt man aus dieser Gl. mittelst 2ten Werth von $\frac{\varrho}{g} - \frac{t}{g}$ so findet man

$$u_1^2 = (U^2 + v_2^2 - 2Uv_2\cos\alpha) + v_1^2 - v_2^2 - U^2 + 2gH \text{ oder auch}$$

$$u_1^2\frac{Q\varrho}{2g} = \frac{Q\varrho}{2g}(U^2 + v_2^2 - 2Uv_2\cos\alpha) + \frac{Q\varrho}{2g}(v_1^2 - v_2^2 - U^2) + Q\varrho H \quad (10$$

Diese Gl. drückt das Gesetz der relativen Bewegung des Wassers durch das Rad unter der Voraussetzung aus, daß beim Uebertritt desselben das Rad aus dem Leitungsapparat in das Rad keine plötzlichen Geschw. änderungen eintreten.

Um nun den Ausfluß der Flüssigkeit zu berücksichtigen, die beim Eintritt des Wassers in das Rad entstehen können, müssen der ersten Seite der Gleichung zwei Grössen (10 der Verlust an lebendiger Kraft abgezogen werden, welche durch die Stoßentstehen. Wir erhalten dann vermöge (5

$$u_1^2\frac{Q\varrho}{2g} = \frac{Q\varrho}{2g}(U^2 + v_2^2 - 2Uv_2\cos\alpha) + \frac{Q\varrho}{2g}(v_1^2 - v_2^2 - U^2) + Q\varrho H - \frac{Q\varrho}{2g}\left((mu_1 - v_2)^2 + n^2u_1^2\right)$$, oder, wenn man

mit $\frac{Q\varrho}{2g}$ dividirt $u_1^2 = (U^2 + v_2^2 - 2Uv_2\cos\alpha) + v_1^2 - v_2^2 - U^2 + 2gH - ((mu_1 - v_2)^2 + n^2u_1^2)$ (11

Es ist 2ter.

Da durch alle Querschnitte Ω viel Wasser fließt $U = u_1\frac{\Omega_1 k_1}{\Omega k}$

Mit Berücksichtigung dieser Werthes wird die Gl. (11

$$u_1^2\{1 + m^2 + n^2\} = v_1^2 - v_2^2 + 2gH - 2mu_1\left(\frac{\Omega_1 k_1}{\Omega k}\cos\alpha - m\right)$$ oder wenn

man setzt in Gl. (4 $\frac{\Omega_1 k_1}{\Omega k}\cos\alpha - m = -\frac{\Omega_1 k_1}{\Omega_2}\cos\beta$ ist

$$U = \frac{\frac{\Omega_1 k_1}{\Omega k}}{1+m^2+n^2}\left\{\left(\frac{\Omega_1 k_1}{\Omega_2}\right) v_2 \cos\beta + \sqrt{(v_1^2 - v_2^2 + 2gH)(1+m^2+n^2) + \left(\frac{\Omega_1 k_1}{\Omega_2}\right)^2 v_2^2 \cos^2\beta}\right\} \quad (13$$

Endlich ist: $\frac{q}{g} = \frac{A}{g} - \frac{U^2}{2g} + H + h$ (14

$$Q = \Omega k U \quad (15$$

Die absolute Geschw. w mit welcher das Wasser das Rad verläßt, ist die Resultirende aus den Geschw. v_1 u. u_1, den Winkel γ miteinander bilden; es ist daher

$$w^2 = u_1^2 + v_1^2 - 2 u_1 v_1 \cos\gamma$$

Berechnung des Nutzeffectes des Rades.

Der absolute Effect, welcher in der Wassermenge Q bei einem Gefälle H enthalten ist, beträgt in Kilogr. ausgedrückt $\gamma Q H$.

Wenn wir nun die Effectverluste abstrahiren, die durch Reibungen u. die kleinen Stößungen in der Bewegung des Wassers bezüglich dessen Zutritts u. der Leitschaufelungen, während seiner Bewegung durch das Rad entstehen, so u. da einen sich die Effectverluste 1. durch die Bewegungen, welche beim Ueberfall des Wassers aus dem Leitschaufelungen in das Rad entstehen 2. durch Wirbel u. Mitte, welche aus der lab. Bewegung des Wassers beim Austritt aus dem Rad entstehen.

~~Durch~~ Der erste ist auch δ: $\delta = \frac{Q\gamma}{2g}\left((m u_1 - v_2)^2 + n^2 u_1^2\right)$

der zweite $\frac{Q\gamma}{2g} w^2 = \frac{Q\gamma}{2g}\left(u_1^2 + v_1^2 - u_1 v_1 \cos\gamma\right)$ folglich demnach

$$17) \quad E_u = \gamma Q H - \frac{Q\gamma}{2g}\left((m u_1 - v_2)^2 + n^2 u_1^2\right) - \frac{Q\gamma}{2g}\left(u_1^2 + v_1^2 - 2 u_1 v_1 \cos\gamma\right) \quad (17$$

oder auch

$$18) \quad \frac{E_u}{\gamma Q H} = 1 - \frac{1}{2gH}\left((m u_1 - v_2)^2 + n^2 u_1^2\right) - \frac{1}{2gH}\left(u_1^2 + v_1^2 - 2 u_1 v_1 \cos\gamma\right)$$

Eliminiren wir aus dieser Gleichung mittelst (11 den Werth von $(m u_1 - v_2)^2 + n^2 u_1^2$ u. berücksichtigt, daß $u = \frac{\Omega_1 k_1}{\Omega k} u_1$ u. $\frac{v_2}{v_1} = \frac{R_2}{R_1}$ ist, so findet man:

$$\frac{E_u}{Q\gamma H} = 2\frac{v_1}{2gH}\left(\frac{u_1}{v_1}\left(\frac{R_2}{R_1}\frac{\Omega_1}{\Omega}\cdot\frac{k_1}{k}\cos\alpha + \cos\gamma\right) - 1\right).$$

Substituirt man hier endlich für $\frac{u_1}{v_1}$ den Werth welcher aus 12 folgt, so erhält man

$$\frac{E_u}{\gamma Q H} = 2\frac{v_1^2}{2gH}\left(\frac{\frac{R_2}{R_1}\frac{\Omega_1 k_1}{\Omega k}\cos\alpha + \cos\gamma}{1+m^2+n^2}\left\{\frac{\Omega_1 k_1}{\Omega_2}\frac{R_2}{R_1}\cos\beta + \sqrt{\left(1 - \left(\frac{R_2}{R_1}\right)^2 + \frac{2gH}{v_1^2}\right)(1+m^2+n^2) + \left(\frac{\Omega_1 k_1}{\Omega_2}\right)^2\left(\frac{R_2}{R_1}\right)^2\cos^2\beta}\right\} - 1\right)$$

19 ——

Setzt man der Kürze wegen:

$$\left.\begin{aligned}
&1-\frac{\frac{R_2}{R_1}\frac{\Omega_1 k_1}{\Omega k}\cos\alpha+\cos\gamma}{1+m^2+n^2}\,\frac{R_2\Omega_1 k_1}{R_1\Omega_2}\cos\beta = A\\
&\frac{\frac{R_2\Omega_1 k_1}{R_1\Omega k}\cos\alpha+\cos\gamma}{\sqrt{1+m^2+n^2}} = B\\
&1-\left(\frac{R_2}{R_1}\right)^2+\frac{\left(\frac{R_2\Omega_1 k_1}{R_1\Omega_2}\cos\beta\right)^2}{1+m^2+n^2} = C\\
&\frac{\frac{\Omega_1 k_1 R_2}{\Omega_2 R_1}\cos\beta}{1+m^2+n^2} = D \quad \text{u} \quad \frac{v_1^2}{2gH} = x_1
\end{aligned}\right\} \quad 20$$

so können 12, 13 u. 20 geschrieben werden, wie folgt:

$$\left.\begin{aligned}
&\frac{u_1}{v_1} = D+\sqrt{\frac{\frac{1}{x}+C}{1+m^2+n^2}}\\
&\frac{U}{\sqrt{2gH}} = \frac{\Omega_1 k_1}{\Omega k}\left\{D\sqrt{x}+\sqrt{\frac{1+Cx}{1+m^2+n^2}}\right\}\\
&\frac{E_u}{\varrho Q H} = -2Ax+2B\sqrt{x+Cx^2}
\end{aligned}\right\} \quad 21$$

Ist $x=0$, so ist $u_1=0$ u. $\frac{E_u}{\varrho Q H}=0$, es wird aber auch $\frac{E_u}{\varrho Q H}$ für einen gew. endl. Werth von x, als auch für einen gew. endl. Geschw. des Rades $=0$. Dies tritt für denjenigen Werth von x ein, für welchen

$$2A-2B\sqrt{\frac{1}{x}+C}=0 \text{ ist, d.h. } x=\frac{B}{A-BC} \quad (22$$

Es ist klar, daß dieser Werth von x derjenigen Geschwindigkeit entspricht, welche das Rad annimmt, wenn es ganz ohne einen Widerstand zu überwinden ganz leer läuft. Wie wir ebenfalls gesehen, wird bei bestimmten Abmessungen u. bei bekannter Höhe der Schützenöffnung der vortheilhafteste Gang ist diejenige, für welch. $\frac{\partial\left(\frac{E_u}{\varrho Q H}\right)}{\partial x}$ verschwindet. Aus der dritten Gl. 21 folgt:

$$\frac{\partial\left(\frac{E_u}{\varrho Q H}\right)}{\partial x} = -2A+2B\frac{1+2Cx}{2\sqrt{x+Cx^2}}=0$$

Bezeichnet man den aus der Gl. sich ergebenden Werth durch $(x)_{max}$ u. damit auch u. setzen, so daß sich derselbe auf das Max. des Effectes relativ mit Berücksichtigung des Baues des Rades bezieht, so findet man:

$$(x)_{max.r.} = \frac{1}{2C}\left\{-1+\frac{1}{\sqrt{1-C\left(\frac{B}{A}\right)^2}}\right\} \quad \ldots\ldots \quad 23.$$

Lassen wir ferner durch $\left(\frac{E_n}{QgH}\right)_{max.}$, $(v_1)_{max.r.}$ (Umax.rel.) die Werthe welche $\frac{E_n}{QgH}$, v_1, U für diesen Werth v. x annehmen, so erhält man durch Substitution des obigen Werthes von x in die Glgn. (21)

$$\frac{E}{QgH}_{max.} = \frac{A}{C}\left\{1-\sqrt{1-C\left(\frac{B}{A}\right)^2}\right\} \quad \ldots \quad (24$$

$$(v_1)_{max.} = \sqrt{(x)_{max.}}\sqrt{2gH} \quad \ldots \quad (25$$

$$\left(\frac{U}{\sqrt{2gH}}\right)_{max.} = \frac{\Omega_1 k_1}{\Omega k}\left(\mathfrak{J}(x)_{max} + \sqrt{\frac{1+C(x)_{max.}}{1+m^2+n^2}}\right) \quad (26$$

$$(Q)_{max.} = \Omega k (U)_{max.} \quad \ldots \quad (27$$

Bedingungen, welche bei einer Turbine erfüllt werden müssen um das abs. Maxim. des Effectes zu erhalten, dessen die Maschine fähig ist.

Die Bedgg. sind:

1. Es muß das Wasser ohne Stoß in die Maschine eintreten, während seines Vorwärtslaufs in der Maschine keine plötzlichen Geschwindigkeitsänderungen erleiden u. ohne alle Gefahr die Maschine in einem Theile verlassen, der nicht über dem Niveau des Unterwassers liegt.

Es ist aber nun die Frage, welche Verhältnisse die Abmessungen der Maschine haben müssen u. in welchem Bewegungszustand sie sich befinden muß, damit diese 3 Umstände wirklich eintreten?

Bei den gew. Wasserrädern liegt schon in der Art, wie das Wasser in das Rad eintritt, eine theoretische Unmöglichkeit, den totalen Effect des Wasserstrahls nutzbringend zu machen.

Bei den Turbinen hingegen ist allerdings unter gew. Umständen theoretisch möglich, daß der Nutzeffect dem absoluten Effect des Motors gleich wird, was nun gezeigt werden soll.

Aus Glg 10 folgt $E_n = gQH$, wenn $(mu_1 - v_1)^2 + n^2 u_1^2 = 0$

$u_1^2 + v_1^2 - 2u_1 v_1 \cos\gamma = 0$, der Letztern dieser Bedingungen

wird genügt, wenn $u_1 = v_1$ u. $\delta = 0$ wird.
Der erstere dieser Bedingungsgln. kann nur unter
entsprochen werden, wenn
$m u_1 = v_1$ u. $n = 0$ gem. wird. Die Größe dieser
Bezeichnungen wird wegen der ersteren u. weil
$\frac{v_2}{v_1} = \frac{R_2}{R_1}$ ist $m = \frac{R_2}{R_1}$
Die Bedingungen der vortheilhaftesten Wirkung der
Turbine sind demnach
$u_1 = v_1$, $\delta = 0$, $m = \frac{R_2}{R_1}$, $n = 0$, es sind, wenn man für m,
u. n die Werthe setzt, welche die Gln. 4 verbieten

$$\left.\begin{aligned} u_1 = v_1,\ \delta = 0 \quad & \frac{\Omega_1 k_1}{\Omega k} \sin\alpha - \frac{\Omega_1 k_1}{\Omega_2} \sin\beta = 0 \\ & \frac{\Omega_1 k_1}{\Omega k} \cos\alpha + \frac{\Omega_1 k_1}{\Omega_2} \cos\beta = \frac{R_2}{R_1} \end{aligned}\right\} (28$$

Aus diesen Gln. folgt auch $u_1 = v_1$, $\delta = 0$, $\frac{\Omega_2}{\Omega k} = \frac{\sin\beta}{\sin\alpha}$

$$\frac{\Omega_1 k_1}{\Omega k} = \frac{R_2}{R_1} \frac{\sin\beta}{\sin(\alpha+\beta)} \quad \Big\} (29.$$

Damit $u_1 = v_1$ wird u.
muß der Rad nun
gem. Gestalten haben, welche
wir aus der 3te Gln. (21 leicht ausfindig machen können
Diese Gln. wird nun (für $u_1 = v_1$

$$D + \sqrt{\frac{1}{x} + C} = 1 \quad (30$$ für das ab. Maß der Effec.

ist aber $m = \frac{R_2}{R_1}$ $n = 0$. $\frac{\Omega_1 k_1}{\Omega_2} = \frac{R_2}{R_1} \frac{\sin\beta}{\sin(\alpha+\beta)}$

Die Werthe v. C u. D, welche die Gln. (20 entfallen, werden
daher

$$D = \frac{\left(\frac{R_2}{R_1}\right)^2}{1 + \left(\frac{R_2}{R_1}\right)^2} \frac{\sin\alpha\cos\beta}{\sin(\alpha+\beta)}.$$

Vermittelst dieser
Werthe von C u. D, u.
von m u. n folgt
aus Gln. (30):

$$C = 1 - \left(\frac{R_2}{R_1}\right)^2 + \frac{\left(\frac{R_2}{R_1}\right)^4}{1 + \left(\frac{R_2}{R_1}\right)^2} \cdot \frac{\sin^2\alpha\cos^2\beta}{\sin^2(\alpha+\beta)}$$

$$\frac{1}{x} = \left(1 - \frac{\left(\frac{R_2}{R_1}\right)^2}{1 + \left(\frac{R_2}{R_1}\right)^2} \frac{\sin\alpha\cos\beta}{\sin(\alpha+\beta)}\right)^2 \left(1 + \left(\frac{R_2}{R_1}\right)^2\right) -$$

$$- \left(1 - \left(\frac{R_2}{R_1}\right)^2 + \frac{\left(\frac{R_2}{R_1}\right)^4}{1 + \left(\frac{R_2}{R_1}\right)^2} \frac{\sin^2\alpha\cos^2\beta}{\sin^2(\alpha+\beta)}\right)$$ oder nach einigen Reductionen

$$\frac{1}{x} = 2\left(\frac{R_2}{R_1}\right)^2 \frac{\cos\alpha\sin\beta}{\sin(\alpha+\beta)}$$ Es ist aber auch, $\frac{1}{x} = \frac{2gH}{v_1^2}$

daher erhält man durch Gleichsetzung dieser Werthe v. $\frac{1}{x}$:

$$v_1 = \frac{R_1}{R_2}\sqrt{2g\frac{\sin(\alpha+\beta)}{\sin\beta\cos\alpha}}$$ Setzen wir $v_2 = \frac{R_2}{R_1}v_1$ in Gleichung 28.

$$U = \frac{\Omega_1 k_1}{\Omega k}u_1 = \frac{\Omega_1 k_1}{\Omega k}v_1 = v_1\frac{R_2\sin\beta}{R_1\sin(\alpha+\beta)}$$ ist

$$v_1 = \sqrt{gH\frac{\sin(\alpha+\beta)}{\sin\beta\cos\alpha}} \qquad (31$$

$$U = \sqrt{gH\frac{\sin\beta}{\cos\alpha\sin(\alpha+\beta)}} \qquad (32$$

Vermittelst dieser letzten Glg kann man nun auch den Werth von g bestimmen, welcher dem absoluten Maximum des Effectes entspricht. Aus Glg 2 u. 32 ergiebt sich nämlich durch Elimination von U

$$\frac{A-q}{S} = H\left\{\frac{1}{2}\frac{\sin\beta}{\cos\alpha\sin(\alpha+\beta)} - 1\right\} - h \qquad (33$$

Wir können nun sagen das abs. Max des Effectes wird erreicht, wenn die Realisirung g folgender Bedingungen

$$\left.\begin{array}{l} v_1 = \sqrt{gH\frac{\sin(\alpha+\beta)}{\sin\beta\cos\alpha}} \quad f=0 \quad \frac{\sin\beta}{\sin\alpha} = \frac{R_2}{Rk} \\ \frac{R_2}{R_1}\cdot\frac{\sin\beta}{\sin(\alpha+\beta)} = \frac{R_1 k_1}{\Omega k} \end{array}\right\} 34$$

und wenn diese Anforderungen entsprochen werden kann, was im folgenden untersucht werden wird, so ist für den vollk. Gang der Maschine

$$U = \sqrt{gH\frac{\sin\beta}{\cos\alpha\sin(\alpha+\beta)}}$$

$$\frac{A-q}{S} = H\left(\frac{1}{2}\frac{\sin\beta}{\cos\alpha\sin(\alpha+\beta)} - 1\right\} - h\right\} \qquad (35$$

Bedingungen welche bei der Fourneyron'schen Turbine erfüllt werden müssen, damit dieselbe gute Effecte geben

Die Bedingung der vortheilh. Gefällverhältnisse der Wasserräder bei dieser Maschine wollen wir genauer gelegentlich werden. Bei dieser Anordnung haben α u. β von 0 verschiedenen Werth, daher erhält man einen bestimmten endlichen Werth. Fourneyron nimmt $\beta = 90°$ an, so daß die Radcurven den inneren Umfang d. Rades $\perp$ durchschneiden, in dem

wird. $v_1 = \sqrt{gH} = 0{,}7\sqrt{2gH}$. Die Geschw. ist nun allerdings um unwesentlich $\frac{7}{3}$ grösser als die vorh. Geschw., welche sich aus den Versuchen mit von Fourneyron ausgeführten Turbinen ergeben hat, allein mir scheint obiges Resultat $v_1 = 0{,}7\sqrt{2gH}$ nur unter der Voraussetzung gefunden, daß keine Verluste i. Stoße in der Schaufel der Wasserzutritt u. etc. 66 mehr als nothwendig nun 7 Geschw. zum Vorschein kommen.

Der Ludwigg'sche konnte zwar Beweis aufgestellt werden allein man hat dies in der Praxis das nicht, mit der nachherigen Einfluß, welcher auf den Effect entsteht, wenn es gleich bl. angen. wird, für die Praxis von keinem Reduktion ist.

Wenn die Werthe der Gl. (34) auf die Leistung von Fourneyron anzuwenden, müssen wir für dieselben die Werthe $\Omega = i s \delta$, $\Omega_2 = i_1 s_2 \delta_1$ substituiren in den erhält man.

$$\frac{i_1 s_2 \delta_1}{k i s \delta} = \frac{\sin\beta}{\sin\alpha} \quad (36.$$

Durch Ludwigung kann erhalten werden, wenn

1, $i = \infty$, $i_1 = \infty$, $\delta = \delta_1$. $k = 1$ ist.

2, Wenn man der inneren Umfang des Rades, noch die Leitschaufeln Radkränzen gekrümmt wären der Höhen bis zur Höhe der Rades aufgezogen u. die Canäle verwandelt würde. Die 4te Gl. 34 wird, wenn man in derselben. $\Omega = i s \delta$ $\Omega_1 = i_1 s_1 \delta_1$ setzt.

$$\frac{i_1 s_1 \delta_1 k_1}{i s \delta k} = \frac{R_2}{R_1} \cdot \frac{\sin\beta}{\sin(\alpha+\beta)}$$ woraus folgt.

$$s_1 = \frac{k \delta i R_2}{k_1 \delta_1 i_1 R_1} \cdot \frac{\sin\beta}{\sin(\alpha+\beta)} \quad (37.$$

für die Wasserschwing $\delta = \delta_1$ ist.

$$s_1 = \frac{k}{k_1} \cdot \frac{i}{i_1} \cdot \frac{R_2}{R_1} \cdot \frac{\sin\beta}{\sin(\alpha+\beta)} \; s \quad (38.$$

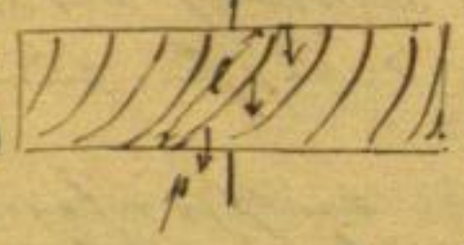
Dabei muß man sich gefallen lassen daß für bl. Höhen der Höhenwasser, der Wirkungsgrad bl. ausfällt als bei größeren, obgl. der Gegenstand zu wünschen wäre.

Die Berechnung für die Fourneyron'sche Turb. ist richtig, zeigt, daß theoretisch genommen, der Verticaldruck durch das Wasser auf die Turbine im Drehend. Zustand = 0 ist, was eine sehr freudig überraschende Resultat ist, welches aber auch so bei ohne Rechnung leicht einzusehen ist, denn über das Wasser zb einen Druck p vertical auf p wird ja ein Effect p. l dadurch consumirt, welcher die Turbine nicht treibt. Es soll aber die horizontale Pressung den absoluten Effect des Wassers entsprechen, d. h. nothwendig $pl = 0$, $p = 0$ sein.

Vergl. Redtenbacher Turbinen. Seite 184.

$$\Sigma p = Q = \frac{\gamma}{g} Q_1 \left(\frac{\sin\beta}{a_2} - \frac{\sin\gamma}{a_1} \right)$$

Nun $\sin\beta : a_2 = \sin\gamma : a_1$, so wird $Q = 0$.



Hier folgt die Vergleichung der Wirk. u. Nutzl. der Turbinen u. Wasserräder.

Redtenbacher bemerkt hierbei, daß die Turbine sowohl als Wassermesser, als auch zum Mahlen gebraucht werden kann, da ihr Lauf im ganzen gleichförmig ist.

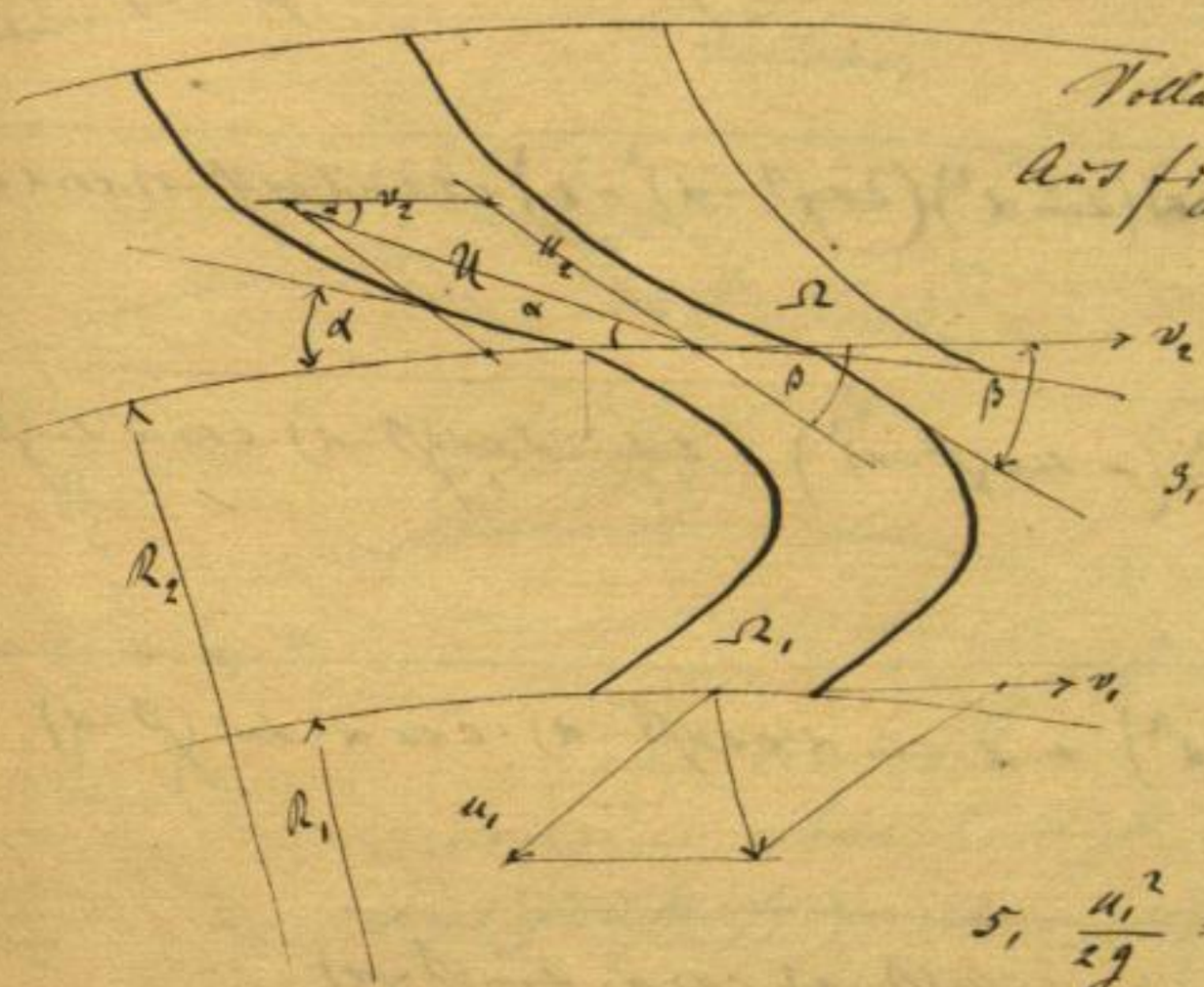
Die letzten schnellgehenden Transmissionen consumiren mehr Kraft (Reibg) u. Vibrationen mehr Kraft als schwere und langsamer gehende Transm.

In dieser Hinsicht sind die Wasserradtransm. besser als die letzten Turbinenübersetz.

Für die Zeuge in Düsseldorf sind die Turbinen zu kleinen Werthen, da sie für solche Kl. Anlagen zu teuer werden. Man soll daher eine Turb. anwenden wo es sich eine Drehung handelt Kl. Anl. zb. ein Sägewerk etc zu treiben, insbesondere wo kleine Gefälle u. große Massen vorhanden sind.

Turbinen mit äußerem Einlauf sage: Tangential-Räder

Bedingungsgleichungen.



Vollauf. 1, $Q = \Omega U k = \Omega_2 u_2 = \Omega_1 u_1 k_1$

Aus Fig. 2 2, $\frac{U^2}{2g} = H + h - J$ wenn H und J als Wassersäulen ausgedrückt sind.

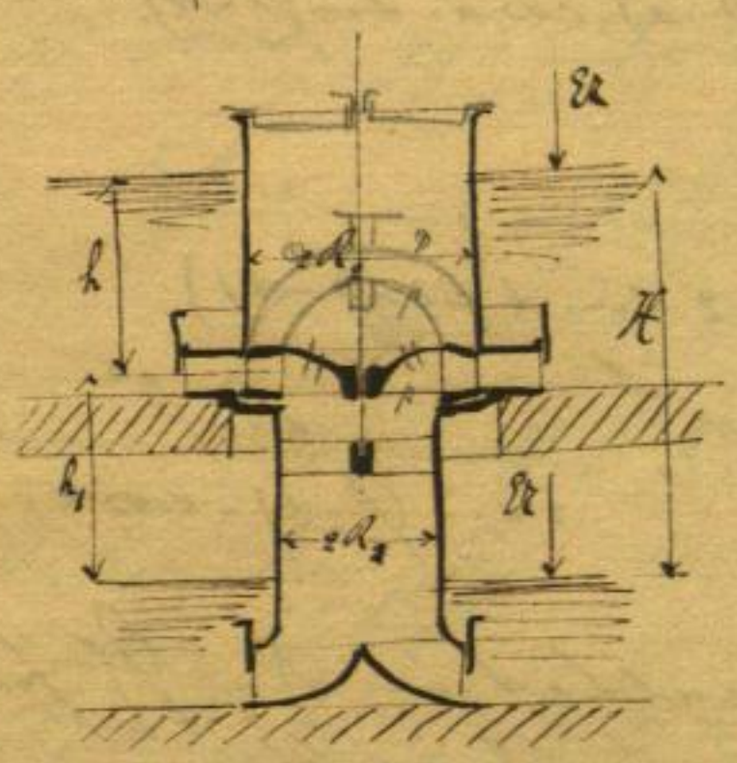
3, Eintritt ohne Stoß

$$3,\ \frac{v_2}{U} = \frac{\sin(\beta-\alpha)}{\sin\beta}$$

$$4,\ \frac{u_2}{U} = \frac{\sin\alpha}{\sin\beta}$$

$$5,\ \frac{u_1^2}{2g} = \frac{u_2^2}{2g} + J - (H + h_1) - \left(\frac{v_2^2 - v_1^2}{2g}\right)$$

Das letzte Glied drückt den Einfluß der Centrifugalkraft aus.



Damit das Wasser ohne Stoßen aus der Turbine kommt müßte sein $J = 0$ und $u_1 = v_1$

Gleichungen 2 und 5 addirt gibt

$$\frac{U^2}{2g} + \frac{u_1^2}{2g} = \cancel{H} + h - \cancel{J} + \frac{u_2^2}{2g} + \cancel{J} - \cancel{H} + h_1 - \frac{v_2^2 - v_1^2}{2g}$$

$$h + h_1 = H$$

$$\frac{U^2}{2g} + \frac{u_1^2}{2g} = H + \frac{u_2^2}{2g} - \frac{v_2^2 - v_1^2}{2g}$$

oder $U^2 + u_1^2 = 2gH + u_2^2 - (v_2^2 - v_1^2)$

oder da $u_1^2 = v_1^2$ $\quad U^2 = 2gH + u_2^2 - v_2^2 = 2gH + U^2\frac{\sin\alpha^2}{\sin\beta^2} - U^2\frac{\sin(\beta-\alpha)^2}{\sin\beta^2}$

$$U = \sqrt{\frac{2gH}{1 + \frac{\sin(\beta-\alpha)^2}{\sin\beta^2} - \frac{\sin\alpha^2}{\sin\beta^2}}} = \sqrt{\frac{2gH \cdot \sin\beta^2}{\sin\beta^2 + \sin(\beta-\alpha)^2 - \sin\alpha^2}}$$

Dies läßt sich auf folgende Weise noch vereinfachen.

es ist $\frac{\sin\beta^2}{\sin\beta^2 + \sin(\beta-\alpha)^2 - \sin\alpha^2} = \frac{\sin\beta^2}{\sin(\alpha+\beta-\alpha)^2 + \sin(\beta-\alpha)^2 - \sin\alpha^2} =$

$$= \frac{\sin\beta^2}{(\sin\alpha\cdot\cos(\beta-\alpha)+\cos\alpha\cdot\sin(\beta-\alpha))(\sin\alpha\cos(\beta-\alpha)+\cos\alpha\sin(\beta-\alpha))+\sin(\beta-\alpha)^2-\sin\alpha^2}$$

$$= \frac{\sin\beta^2}{\sin\alpha^2\cdot\cos(\beta-\alpha)^2+\cos\alpha^2\cdot\sin(\beta-\alpha)^2+2\cdot\sin\alpha\cdot\cos(\beta-\alpha)\cdot\cos\alpha\cdot\sin(\beta-\alpha)+\sin(\beta-\alpha)^2-\sin\alpha^2}$$

$$= \frac{\sin\beta^2}{\sin(\beta-\alpha)^2(\cos\alpha^2+1)+\cancel{\cos(\beta-\alpha)}(\sin\alpha^2)(\cos(\beta-\alpha)^2-1)+2\sin\alpha\cdot\cos(\beta-\alpha)\cdot\cos\alpha\sin(\beta-\alpha)}$$

$$= \frac{\sin\beta^2}{\sin(\beta-\alpha)^2(\cos\alpha^2+1)+\sin\alpha^2\cdot(-\sin(\beta-\alpha)^2)+2\sin\alpha\cos(\beta-\alpha)\cdot\cos\alpha\sin(\beta-\alpha)}$$

$$= \frac{\sin\beta^2}{\sin(\beta-\alpha)^2(\cos\alpha^2+1-\sin\alpha^2)+2\sin\alpha\cos(\beta-\alpha)\cdot\cos\alpha\cdot\sin(\beta-\alpha)}$$

$$= \frac{\sin\beta^2}{\sin(\beta-\alpha)^2\cdot 2\cos\alpha^2+2\sin\alpha\cos(\beta-\alpha)\cdot\cos\alpha\cdot\sin(\beta-\alpha)}$$

$$= \frac{\sin\beta^2}{2\sin(\beta-\alpha)\cdot\cos\alpha(\sin(\beta-\alpha)\cdot\cos\alpha+2\sin\alpha\cos(\beta-\alpha))}$$

$$= \frac{\sin\beta^2}{2\sin(\beta-\alpha)\cdot\cos\alpha\cdot\sin((\beta-\alpha)+\alpha)} = \frac{\sin\beta^2}{2\sin(\beta-\alpha)\cdot\cos\alpha\cdot\sin\beta}$$

$$= \frac{\sin\beta}{2\sin(\beta-\alpha)\cdot\cos\alpha}$$ oder das Resultat in die Gl. für U eingesetzt gibt:

6, $$U = \sqrt{gH\frac{\sin\beta}{\sin(\beta-\alpha)\cdot\cos\alpha}} = 0{,}7\sqrt{2gH\cdot\frac{\sin\beta}{\sin(\beta-\alpha)\cos\alpha}}$$

Dieser Wert v. U in 3 eingesetzt gibt:

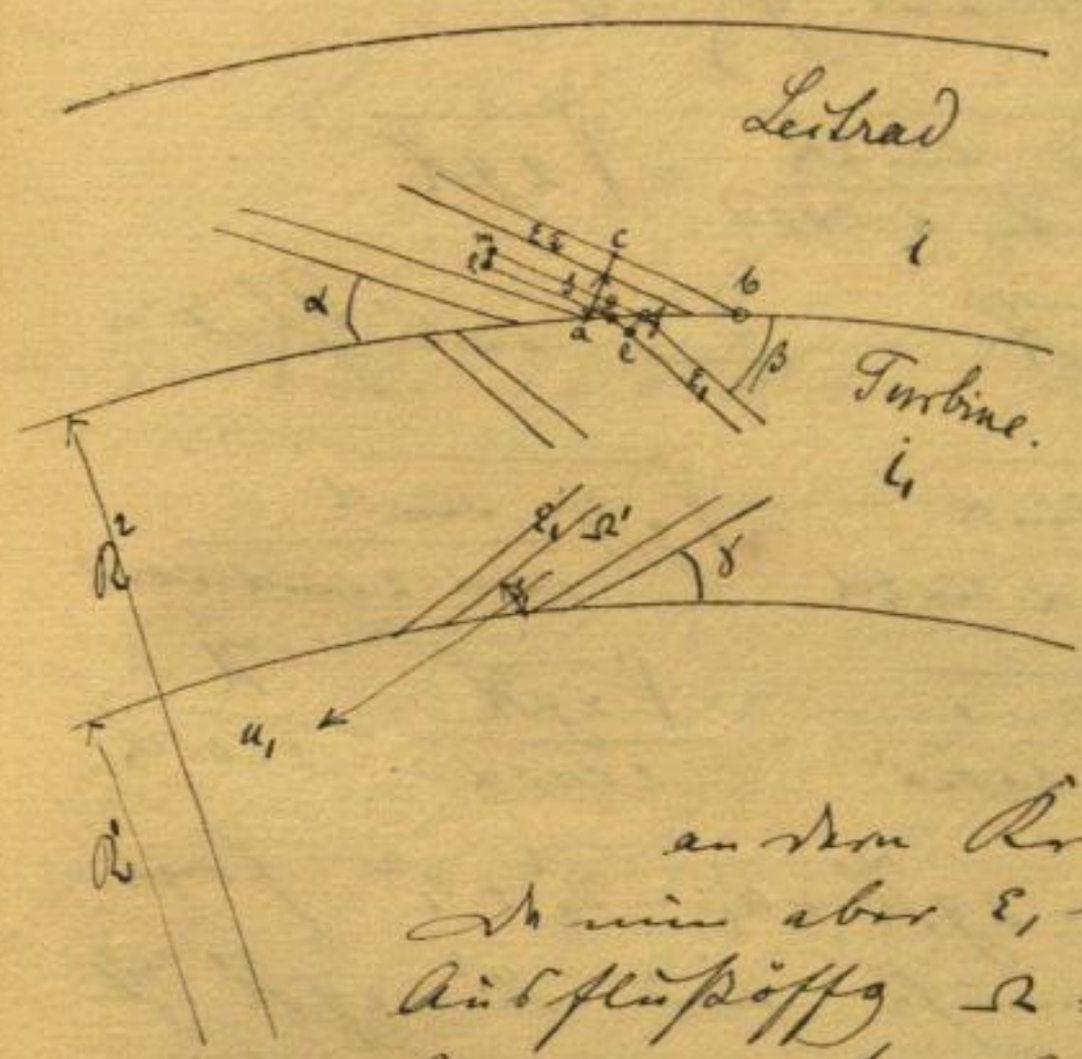
7, $$v_2 = \sqrt{gH\cdot\frac{\sin\beta\cdot\sin(\beta-\alpha)^2}{\sin(\beta-\alpha)\cdot\cos\alpha\cdot\sin\beta^2}} = \sqrt{gH\frac{\sin(\beta-\alpha)}{\sin\beta\cdot\cos\alpha}} = 0{,}7\sqrt{2gH\cdot\frac{\sin(\beta-\alpha)}{\sin\beta\cdot\cos\alpha}}$$

Aus Gl.n 1, 3 u. 4 folgt:

8, $\Omega = \frac{Q}{UK}$ $\qquad \frac{\Omega_2}{\Omega K} = \frac{U}{u_2} = \frac{\sin\beta}{\sin\alpha}$ oder: 9, $\Omega_2 = K\cdot\frac{\sin\beta}{\sin\alpha}\cdot\Omega$

und da $\frac{\Omega_1 k_1}{\Omega k} = \frac{U}{u_1} = \frac{U}{v_1}$ und $v_1 = v_2 \cdot \frac{R_1}{R_2}$ so ist

auch: 10, $\Omega_1 = \Omega \cdot \frac{k}{k_1} \cdot \frac{\sin\beta}{\sin(\beta-\alpha)} \cdot \frac{R_2}{R_1}$



Zur Bestimmung von R^2 haben wir folgende Gleichungen:

$ab = \frac{2\pi R^2}{i}$ und

$ac = \frac{2\pi R_2}{i} \cdot \sin\alpha$

hieraus wenn $\varepsilon_1 = 0$ wäre

$s = \frac{2\pi R_2}{i} \cdot \sin\alpha - \varepsilon$ und

$\Omega = \left(\frac{2\pi R_2}{i} \cdot \sin\alpha - \varepsilon\right) i \cdot h$, wenn h die Höhe des Turbinenrades an dem Kreis R_2 bedeutet.

Da nun aber ε_1 nicht $= 0$ ist so ist die wahre Ausflussöffnung $\Omega = \left(\frac{2R_2\pi}{i} \sin\alpha - \varepsilon\right) hi - i_1 \cdot lm \cdot h$

es ist aber $gf = \frac{ef}{\sin\beta} = \frac{\varepsilon_1}{\sin\beta}$ und $lm = gf \cdot \sin\alpha = \frac{\varepsilon_1 \sin\alpha}{\sin\beta}$

und daher $\Omega = \left(\frac{2\pi R_2}{i} \cdot \sin\alpha - \varepsilon\right) hi - i_1 \cdot \frac{\varepsilon_1 \sin\alpha}{\sin\beta} \cdot h = \frac{Q}{UK}$ (aus 8)

woraus 11, $R_2 = \dfrac{Q}{Uh \cdot K\left(2\pi \sin\alpha - \frac{\varepsilon}{R_2} i - \frac{\varepsilon_1}{R_2} \cdot \frac{\sin\alpha}{\sin\beta} \cdot i_1\right)}$

Ist h_1 die Höhe des Turbinenrades am Umfang von R_1 so ist

$\Omega_1 = i_1 \cdot h_1 s_1 = i_1 \cdot h_1 \left(\frac{2\pi R_1}{i_1} \cdot \sin\gamma - \varepsilon_1\right) = \frac{Q}{v_1 K_1} = \frac{Q}{v_2 \frac{R_1}{R_2} \cdot K_1}$ (aus (1))

hieraus ergibt sich $\sin\gamma = \dfrac{Q}{v_2 \frac{R_1}{R_2} K_1 \cdot \frac{2\pi R_1}{i_1} i_1 h_1} + \dfrac{\varepsilon_1}{\frac{2\pi R_1}{i_1}}$

12, $\sin\gamma = \frac{1}{2\pi R_1}\left(\dfrac{Q}{v_2 \frac{R_1}{R_2} K_1 h_1} + \varepsilon_1 i_1\right)$

Dies sind die allgemeinen Formeln zur Berechnung dieser Turbinen. Durch Weglassen einiger Vorsichtsmaßregeln lassen sich auf folgende einfachere Formeln ziehen.

Vereinfachung der Regeln zur Berechnung der Turbinen mit äußerem Einlauf

für $\beta = 2\alpha$ wird N aus Gl 6

$$N = \sqrt{gH \frac{\sin\beta}{\sin(\beta-\alpha)\cdot\cos\alpha}} = \sqrt{gH \cdot \frac{\sin 2\alpha}{\sin\alpha\cdot\cos\alpha}} = \sqrt{2gH}$$

$\alpha = 12$ bis $18°$
$\beta = 2\alpha = 24$ bis $36°$
$\frac{\varepsilon}{R_2} = \frac{\varepsilon_1}{R_2} = \frac{1}{50}$
$h = \frac{R_2}{4}$
$K = 0{,}9$
$K_1 = 0{,}8$

1, $N = \sqrt{2gH}$. und aus Gl 7

$$v_2 = \sqrt{gH \cdot \frac{\sin(\beta-\alpha)}{\cos\alpha\,\sin\beta}} = \sqrt{gH \cdot \frac{\sin\alpha}{\cos\alpha\cdot\sin 2\alpha}} = \sqrt{gH \cdot \frac{\sin\alpha}{\cos\alpha\cdot 2\cdot\sin\alpha\cdot\cos\alpha}}$$

2, $v_2 = \sqrt{gH \cdot \frac{1}{2\cos\alpha^2}} = \frac{\sqrt{2gH}}{2\cos\alpha} = \frac{N}{2\cos\alpha}$.

Aus Gleichung $N^2 + u_1^2 = 2gH + u_2^2 - v_2^2 + v_1^2$ folgt da $u_1 = v_1$ sein muß und $N^2 = 2gH$ ist

$v_2^2 = u_2^2$ od. $v_2 = u_2$

3, $v_2 = u_2$

4, $\Omega = \frac{Q}{NK}$ $\qquad \Omega_2 = K \cdot \frac{\sin\beta}{\sin\alpha}\,\Omega = K \cdot \frac{\sin 2\alpha}{\sin\alpha} \cdot \Omega = K \cdot \frac{2\sin\alpha\cos\alpha}{\sin\alpha}\,\Omega$

5, $\Omega_2 = 2K \cdot \cos\alpha\,\Omega$; $\qquad \Omega_1 = \Omega \cdot \frac{K}{K_1} \cdot \frac{\sin\beta}{\sin(\beta-\alpha)} \cdot \frac{R_2}{R_1} = \Omega \cdot \frac{K}{K_1} \cdot \frac{2\sin\alpha\cdot\cos\alpha}{\sin\alpha} \cdot \frac{R_2}{R_1}$

6, $\Omega_1 = 2\frac{K}{K_1} \cdot \frac{R_2}{R_1} \cdot \cos\alpha \cdot \Omega$ $\qquad$ Aus 6:

$$R_2 = \frac{Q}{NhK\left(2\pi\cdot\sin\alpha - \frac{\varepsilon}{R_2}i - \frac{\varepsilon_1}{R_2}\cdot\frac{\sin\alpha}{\sin\beta}\,i_1\right)} = \frac{Q}{NhK\left(2\pi\cdot\sin\alpha - \frac{\varepsilon}{R_2}i - \frac{\varepsilon_1}{R_2}\cdot\frac{\sin\alpha}{2\sin\alpha\cdot\cos\alpha}\,i_1\right)}$$

7, $R_2 = \frac{Q}{NhK\left(2\pi\cdot\sin\alpha - \frac{\varepsilon}{R_2}i - \frac{\varepsilon_1}{R_2}\cdot\frac{i_1}{2\cos\alpha}\right)}$ Hieraus läßt sich für gewöhnlich

$h = \frac{R_2}{4}$, $\frac{\varepsilon}{R_2} = \frac{\varepsilon_1}{R_2} = \frac{1}{50}$ bis $\frac{1}{100}$, $K = 0{,}9$ und $\alpha = 12$ bis $18°$ gesetzt werden.

Aus 6 $\sin\gamma = \frac{i_1}{2\pi R_1}\left(\frac{Q}{\eta_2 \frac{R_1}{R_2} K r_1 i_1 h_1} + \varepsilon_1\right)$ folgt für $h_1 = \frac{5}{4}h$ $\frac{R_1}{R_2} = \frac{4}{5}$ und $K_1 = 0{,}8$

$$8,\ \sin\gamma = \frac{i_1}{2\pi R_1}\left(\frac{Q}{v_2\cdot\frac{4}{5}\cdot 9{,}8\cdot i_1\cdot h_1} + \varepsilon_1\right) = \frac{1}{2\pi R_1}\left(\frac{5Q}{\frac{3{,}2}{g}\cdot v_2\cdot h_1} + \varepsilon_1 i_1\right)$$

$$\sin\gamma = \frac{1}{2\pi R_1}\left(\frac{5Q}{3{,}2\cdot v_2\, h_1} + \varepsilon_1 i_1\right) = \frac{1}{2\pi R_1}\left(\frac{5Q}{3{,}2\cdot v_2\cdot\frac{5}{4}\cdot\frac{R_2}{4}} + \varepsilon_1 i_1\right)$$

$$R_1 = \frac{4}{5}R_2 \qquad \sin\gamma = \frac{1}{2\pi\cdot\frac{4}{5}R_2}\cdot\frac{5Q}{3{,}2\cdot v_2\cdot\frac{5}{4}\cdot\frac{R_2}{4}} + \frac{\varepsilon_1 i_1}{2\pi\cdot\frac{4}{5}R_2}$$

$$8,\ \sin\gamma = \frac{5Q}{1{,}6\cdot\pi\cdot R_2^2\cdot v_2} + \frac{\varepsilon_1}{R_2}\cdot\frac{5\cdot i_1}{8\cdot\pi}$$

γ soll 25° nie überschreiten. es muß gegen es größer ausfällt $\frac{h}{R_1}$ oder $\frac{R_1}{R_2}$ geändert werden.

Die Anzahl der Radschaufeln wird man für gewöhnlich = 32 nehmen dürfen und die des Leitschaufeln = 40. Sollten die Schaufeln zu hoch ausfallen, so kann man sich durch Vermehrung derselben leicht helfen.

Zeuner in seiner Abhandlung über eine Reactionsturbine mit äußerer Beaufschlagung (Civilingenieur von Dr. Gustav Zeuner. Freiberg 55.) Band II. Taf. 13. Seite 101.

berechnet den inneren Turbinendurchmesser nach der Geschwindigkeit mit der das Wasser ins Rohr R_1 abfließen soll. Demnach wäre

$$\frac{\pi R_1^2}{4}\cdot c = Q \quad \text{wovin } c \text{ in Sekunden} = 1^m \text{ zu setzen ist.}$$

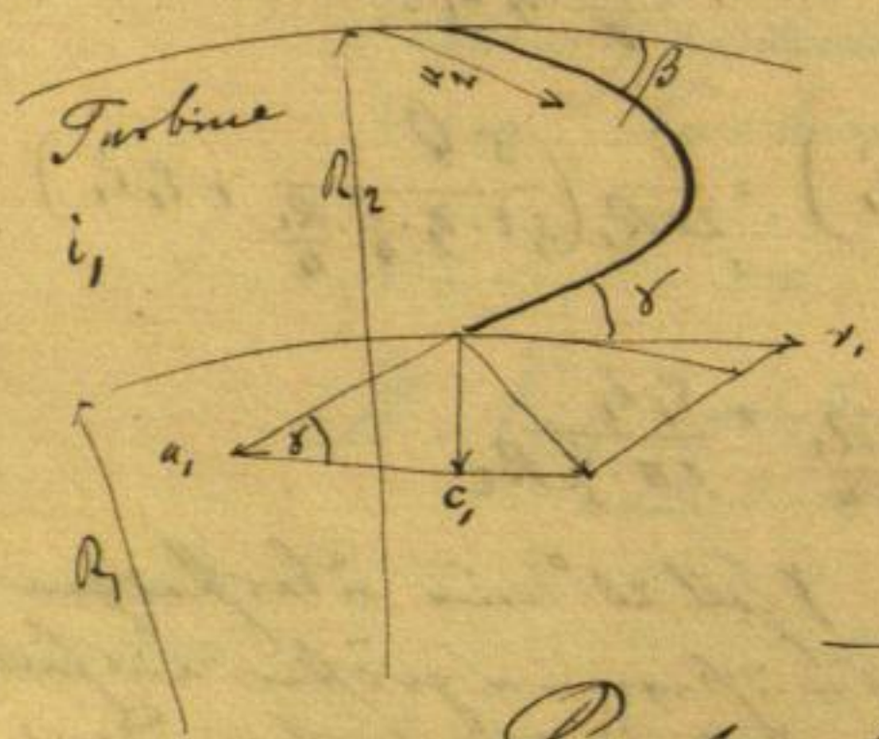
Fällt nach unseren obigen Berechnungen das c zu groß aus, so müßte R_1 geändert werden.

Nennen wir c_1 die Geschwindigkeit mit der das Wasser radial aus der Turbine tritt, so haben wir ebenfalls

$$2\pi R_1\cdot h_1\cdot c_1 = Q,$$ wovin c_1 nicht über 1^m gehen soll. Hiernach kann R_1 und γ corrigirt werden, im Falle sie ungeschickt ausfallen.

Es sollte nämlich demnach für $h_1 = \frac{R_2}{4} = \frac{\frac{5}{4}R_1}{4} = \frac{5}{16}R_1$

$$R_1 = \frac{Q}{2\pi\cdot c_1\cdot\frac{5}{16}R_1} = \sqrt{\frac{8Q}{5\cdot\pi c_1}}.$$ sein. und ferner:



$c_1 = u_1 \sin\gamma = v_1 \cdot \sin\gamma$

für $c = 1^m$ wird

$\sin\gamma = \frac{1}{v_1}$ werden müssen.

Hiernach kann γ gerechnet werden.

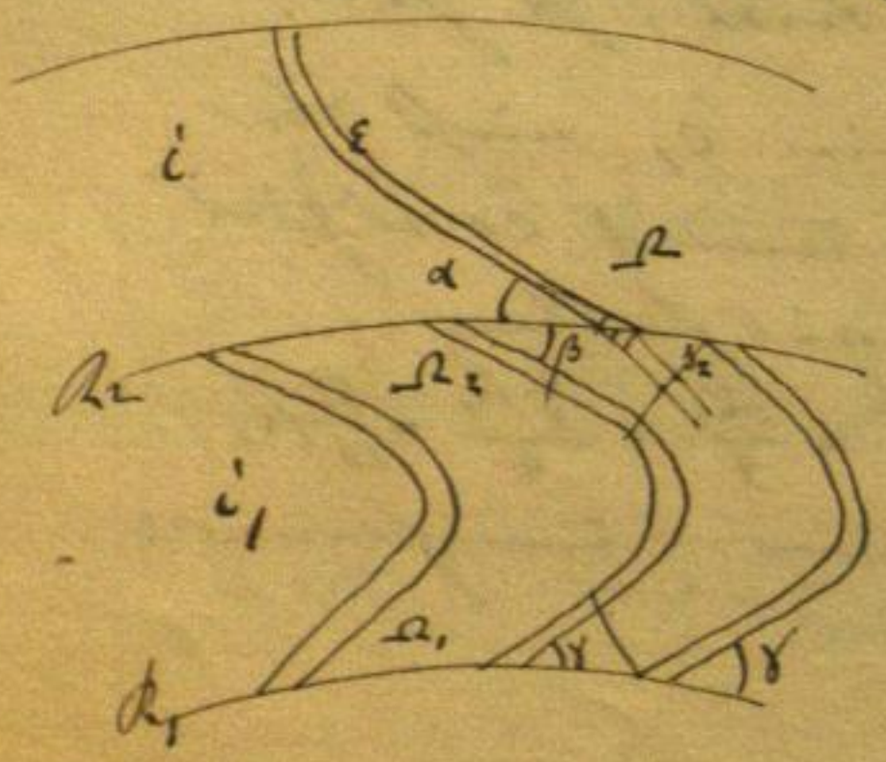
Partiale-Tangentialräder

Für diese gelten alle die vorstehend Formeln, nur muß statt Q ein Spiel mal größerer Wassermenge eingesetzt werden, als der äußeren Umfang der Turbine größer ist, als der Bogen, auf dem die Einströmung stattfindet soll.

Es ist leicht einzusehen daß bei gleicher Radhöhe außen und innen der $\angle\gamma$ stets größer sein müßte als β, denn es ist $u_1 = v_1$ und $u_2 = v_2$ und wenn man die Schaufeldicken ~~der Leitrad~~ vernachlässigt $\Omega_2 \cdot u_2 = \Omega_1 u_1$ oder $\Omega_1 = \frac{u_2}{u_1} \cdot \Omega_2$ oder da für gewöhnlich $\frac{u_2}{u_1} = \frac{v_2}{v_1} = \frac{R_2}{R_1} = \frac{5}{4}$ ist so folgt

$R_1 \sin\gamma = \frac{5}{4} R_2 \cdot \sin\beta$ od. $R_1 \sin\gamma = \frac{5}{4} \cdot \frac{5}{4} R_1 \sin\beta$

$\Omega_1 = \frac{5}{4} \Omega_2$ folglich auch $\gamma > \alpha$ als β.



Läßt man aber h_1 größer werden als h und macht α klein zb $12-18°$ so ~~ist~~ sind Schaufeldicken ~~der Leitrad~~ nicht zu vernachlässigen denn es ist $\Omega_2 = \left(\frac{2\pi R_2}{i_1} \cdot \sin\beta - \varepsilon_1\right) i_1 h - i \cdot \frac{\varepsilon \cdot \sin\beta}{\sin\alpha} h$

und $\Omega_1 = \left(\frac{2\pi R_1}{i_1} \cdot \sin\gamma - \varepsilon_1\right) i_1 h_1$ und also

$\Omega_2 \cdot u_2 = \Omega_1 u_1 h_1$ setzt man hierin die Werthe von Ω_2 und Ω_1 ein und $u_2 = \frac{5}{4} u_1 = \frac{5}{4} v_1$

Es erhält man:

$$v_2\left(\left(\frac{2\pi R_2}{i_1}\cdot\sin\beta-\varepsilon_1\right)i_1 h - i h\cdot\frac{\varepsilon\sin\beta}{\sin\alpha}\right) = k_1 v_1\left(\left(\frac{2\pi R_1}{i_1}\right)\sin\gamma-\varepsilon_1\right)i_1 h_1$$

woraus

$$\sin\gamma = \frac{1}{2\pi R_1}\left[\frac{h}{h_1}\cdot\frac{v_2}{v_1}\,\frac{1}{k_1}\left[\left(\frac{2\pi R_2}{i_1}\cdot\sin\beta-\varepsilon_1\right)i_1 - i\cdot\frac{\varepsilon\sin\beta}{\sin\alpha}\right]+\varepsilon_1 i_1\right]$$

Diese Formel ist aber zur Berechnung von γ nicht nöthig. γ ergibt sich schon richtig aus der Formel (8.)

Ist das Gefälle sehr groß gegen die Wassermenge, wie es in gebirgischen Gegenden oft vorkommt, so fallen die Dimensionen der Turbinen sehr groß aus, wenn nützliche Wirkungen erzielt werden sollen. Die Schaufelzahl muß dann vermehrt werden und zwar kann dann dieselbe für Turbinenrad $N = \frac{2\pi R_2}{0{,}1} = i_1$ und für das Leitrad — $N_1 = 1{,}2\,N = i$ genommen werden.

Beispiel einer Vollturbine

Es sei $H = 15^{m}$ $Q = 0{,}065^{cm}$ $N_a = 13$ $N_n = 8$

so findet man

$$v = \sqrt{2gH} = 17{,}3^{m} \qquad v_2 = \frac{v}{2\cos\alpha} = \frac{v}{2\cos 12^\circ} = 8{,}84 \qquad v_1 = 7{,}07$$

für $i = 40$, $i_1 = 32$, $\beta = 2\alpha = 24^\circ$ $\frac{\varepsilon}{R_2} = \frac{\varepsilon_1}{R_2} = \frac{1}{50}$

$h = \frac{R_2}{4}$ $h_1 = \frac{5}{4}h = \frac{5}{16}R_2$ folgt:

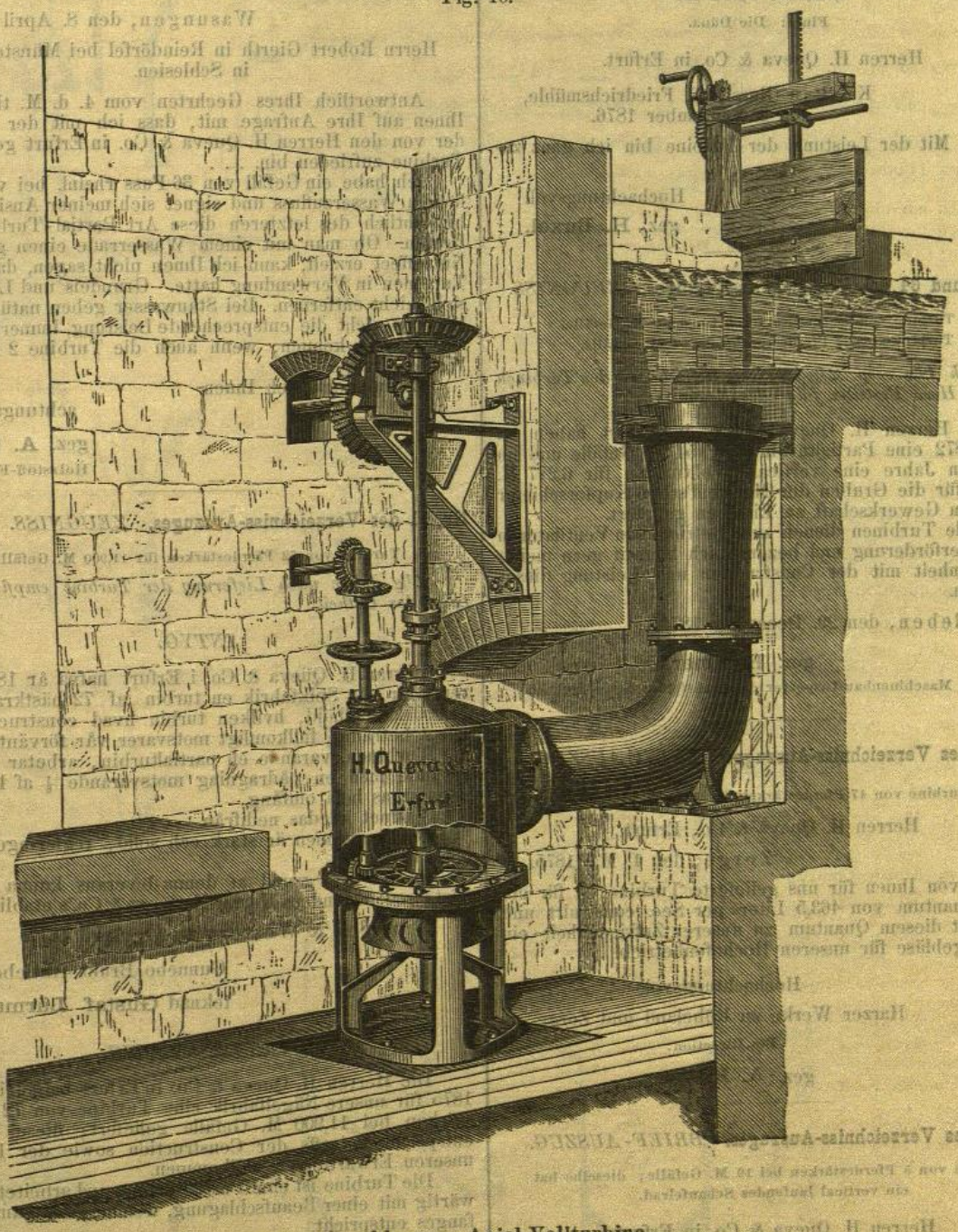
$R_2 = 0{,}351$, $R_1 = \frac{4}{5}\cdot 0{,}351 = 0{,}28$ $n = 241$

$h = 0{,}087$
$h_1 = 0{,}11$ $\sin\gamma = 0{,}18$ $\gamma = 10{,}5^\circ$

Hierbei müssen für $\frac{R_2}{R_1} = \frac{5}{4}$ die Radschaufeln sehr schnell und stark gekrümmt werden müssen, was auch ein Wirbeln des Wassers

nützlichen könnte. Man wird in solchen Fällen $\frac{R_2}{R_1}$ besser $= \frac{3}{2}$ setzen und für den vorliegenden Fall nur δ sich ändern würde nämlich $\delta = 14^\circ$ ausfällt.

Fig. 10.



Geschlossene Axial-Vollturbine,

für Partialwirkung construirt; Regulirung mittels Drehschieber von voll offen bis geschlossen; Bockgestell für das Leitrad und den Ueberwasser-Unterzapfen; Consol für den Abtrieb und das Halslager; Rohrleitung.

Nr. 36 des Verzeichniss-Auszuges. *BRIEF-AUSZUG.*

Turbine von 25 Pferdestärken für 3,660 M. Gefälle.

Saug-Turbine für Gefäll-Veränderungen von 3,660 bis 2,130 M.

Fluss: Die Düna.

Herren H. Queva & Co. in Erfurt.

Keckau (Russland), Friedrichsmühle, den 2. September 1876.

. . . Mit der Leistung der Turbine bin ich ganz zufrieden.

Hochachtungsvoll

gez. **H. Buxel.**

Nr. 40 und 64 des Verzeichniss-Auszuges. *ZEUGNISS.*

1. Turbine von 3½ Pferdestärken für 6,270 M. Gefälle.
2. Turbine von 2¼ Pferdestärken für 54 M. Gefälle.

Nach 1½ resp. 2½ jährigem Betriebe mit den Turbinen gab der Herr Besteller folgendes Zeugniss:

Die Herren H. Queva & Co. in Erfurt haben im Jahre 1872 eine Partialturbine für 54 M. Gefälle und im folgenden Jahre eine verticale Vollturbine für 6,277 M. Gefälle für die Gruben der Mansfeld'schen Kupferschiefer bauenden Gewerkschaft zu Eisleben geliefert.

Beide Turbinen dienen zum Betrieb von Ventilatoren für Wetterförderung und bezeuge ich hiermit gern meine Zufriedenheit mit der Construction und Leistung dieser Turbinen.

Eisleben, den 29. December 1874.

gez. **Hammer,**

Maschinenbau-Inspector der Mansfelder Gewerkschaft.

Nr. 45 des Verzeichniss-Auszuges. *BRIEF-AUSZUG.*

Turbine von 47 Pferdestärken für 9,400 M. Gefälle.

Herren H. Queva & Co., Erfurt.

Zorge, den 1. Mai 1875.

Die von Ihnen für uns gelieferte Turbine ist für ein Wasserquantum von 463,5 Liter per Sec. construirt und treibt mit diesem Quantum zu unserer Zufriedenheit ein Cylindergebläse für unseren Hochofenbetrieb. . . .

Hochachtungsvoll

Harzer Werke zu Rübeland und Zorge.

Die Direction:

gez. **A. Kreuser.**

Nr. 48 des Verzeichniss-Auszuges. *BRIEF-AUSZUG.*

Turbine von 5 Pferdestärken bei 10 M. Gefälle; dieselbe hat ein vertical laufendes Schaufelrad.

Herren H. Queva & Co. in Erfurt.

Herford, den 1. November 1875.

Die erste Partial-Turbine hat ihre Probe bestanden und sind mit deren Leistung recht gut zufrieden. Die zweite Anlage ist jetzt in Folge dessen in Angriff genommen. . . .

Mit aller Achtung grüssen

gez. **F. Meyer & Schwabedissen.**

Maschinenfabrikanten.

Nr. 50 des Verzeichniss-Auszuges. *BRIEF-AUSZUG.*

Turbine von 40 Pferdestärken bei 10,830 M. Gefälle. *Siehe S. 22.*

Nach halbjährigem Betriebe mit der Turbine ertheilte der Herr Empfänger folgende Auskunft:

Wasungen, den 8. April 1876.

Herrn Robert Gierth in Reindörfel bei Münsterberg in Schlesien.

Antwortlich Ihres Geehrten vom 4. d. M. theile ich Ihnen auf Ihre Anfrage mit, dass ich mit der Leistung der von den Herren H. Queva & Co. in Erfurt gelieferten Turbine zufrieden bin. . . .

Ich habe ein Gefäll von 36 Fuss rheinl. bei veränderlichem Wasserzufluss und eignet sich meiner Ansicht nach hinsichtlich des letzteren diese Art Partial-Turbinen am Besten. Ob man mit einem Wasserrade einen grösseren Nutzeffect erzielt, kann ich Ihnen nicht sagen, da ich nur Turbinen in Verwendung hatte. Grundeis und Laub lässt sich leicht entfernen. Bei Stauwasser geben natürlich alle Motoren nicht die entsprechende Leistung, immerhin habe ich arbeiten können, wenn auch die Turbine 2 Fuss im Wasser ging. . . .

Es empfiehlt sich Ihnen

achtungsvoll

gez. **A. Otto,**

Holzstoff-Fabrik.

Nr. 51 des Verzeichniss-Auszuges. *ZEUGNISS.*

Turbine von 72 Pferdestärken für 11,900 M. Gefälle.

1½ Jahre nach Lieferung der Turbine empfingen wir folgendes Urtheil:

INTYG.

Herrar H. Queva & Co. i Erfurt hafva år 1875 levererat för vår Spikfabrik en turbin af 72 hästkrafter vid 11,900 M. fallhöjd, hvilken turbin hvad construction och effect beträffar, fullkomligt motsvarer vår förväntan.

Turbinen, varande en partialturbin, arbetar för närvarande med en pådragning motsvarande ¼ af ledskensapparatens hela omfång.

Vattnet inledas nedifrån.

Constructionen är stark och solid, regleringen enkel och lätt.

Vi tro på grund af denna leverans kunna på det bästa recommendera Herrar H. Queva & Co.'s etablissement.

Gunnebo & Westervik, 11. April 1877.

Gunnebo Bruks Aktiebolag

teknad **Gustaf Lürmann.**

UEBERSETZUNG.

Die Herren H. Queva & Co. in Erfurt haben im Jahre 1875 für unsere Nägelfabrik eine Turbine von 72 Pferdestärken bei 11,900 M. Gefälle geliefert; diese Turbine entspricht betreffs der Construction sowie der Leistung unseren Erwartungen vollkommen.

Die Turbine ist eine Partialturbine und arbeitet gegenwärtig mit einer Beaufschlagung, welche ¼ des ganzen Umfanges entspricht.

Das Wasser wird von unten zugeführt.

Die Construction ist stark und solid, die Regulirung einfach und leicht zu handhaben.

Wir sind auf Grund dieser Lieferung somit in dem Falle, das Etablissement der Herren H. Queva & Co. auf das Beste empfehlen zu können.

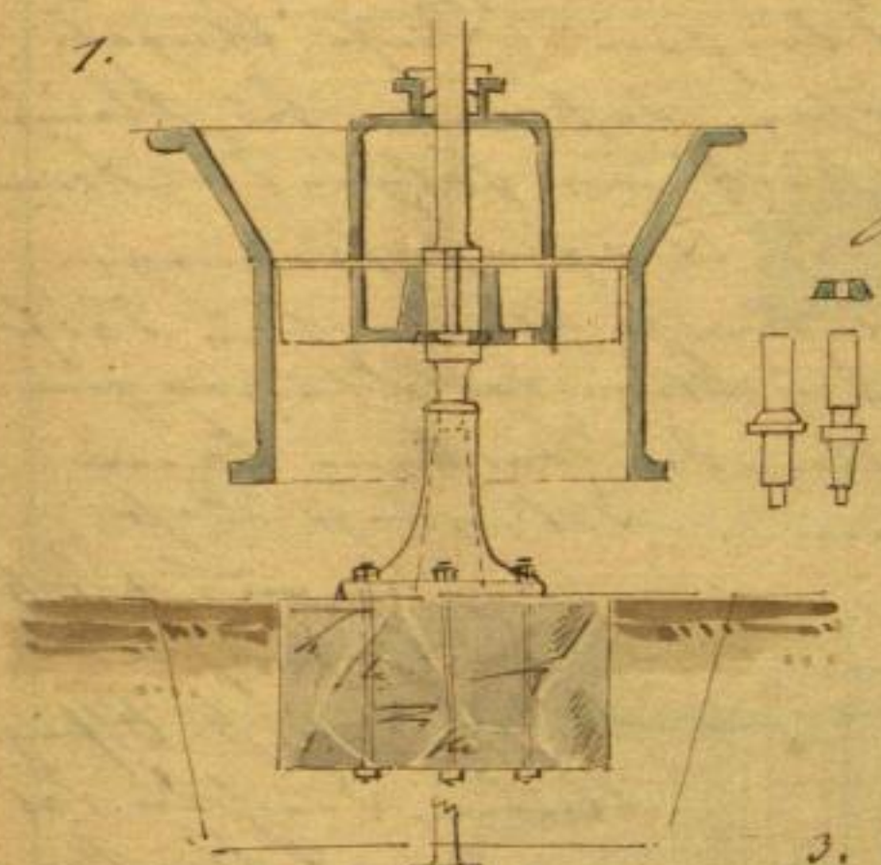
Gunnebo & Westervik, 11. April 1877.

Gunnebo Bruks Aktiebolag

gez. **Gustaf Lürmann.**

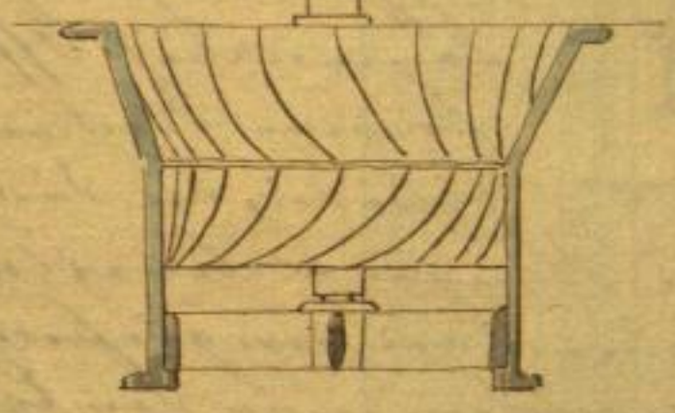
Construction der Radkörper.

1.



2. Die zweite Anordnung hat den Vortheil vor der ersten, daß kein Kittcement nöthig ist. Zu dem unteren Theil des Radkörpers ist nämlich der Zapfen auf od. in eine Pfanne, die durch 4 Streben mit einem Ring von Gußeisen verbunden ist. Der ganze Ring wird auf einen Unterbau aufgesetzt.

2.



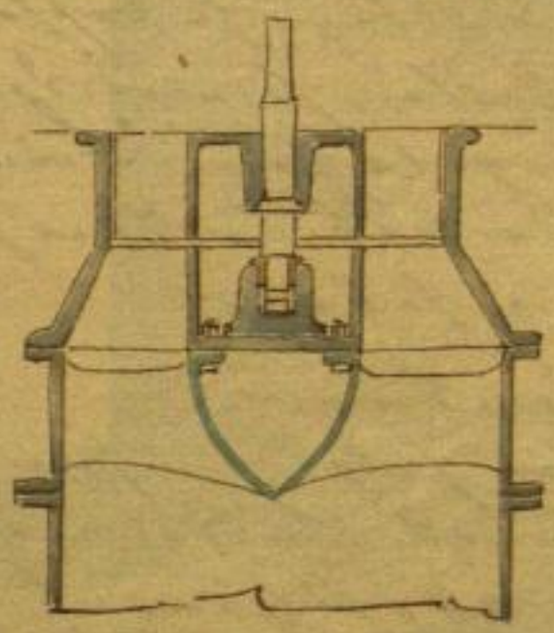
3. Anordnung 3 wird besonders von den Constructeuren in Mühlhausen angewendet. Es sind hier anstatt obere 4, drei Arme zur Lager der Pfanne angeordnet, die mit Streben an den Gußeisernen Ring verbunden.

3

4. Diese Anordnung ist für die Ring-Welle Aufstellung der Tonval'schen Combine

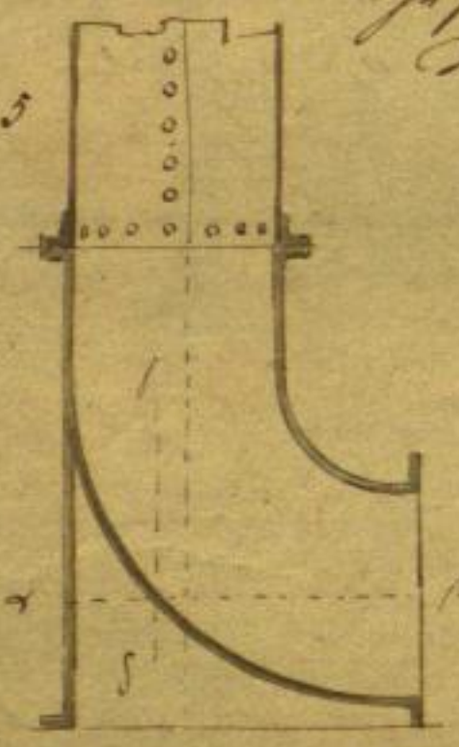
5 u. 6 zeigen die Verbindung der Welle mit dem gebrückten Gußstück, der das Wasser zum Radkörper führt —

4.



Ringwelle Aufstellung der Tonvalschen Turbine.

5

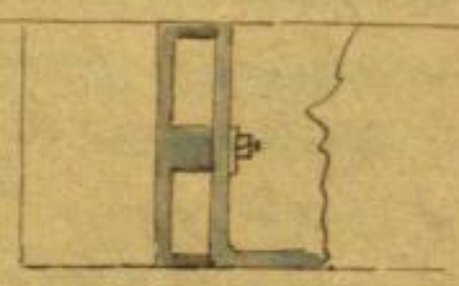


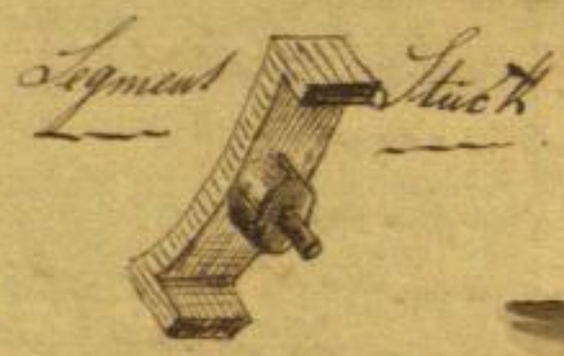
6

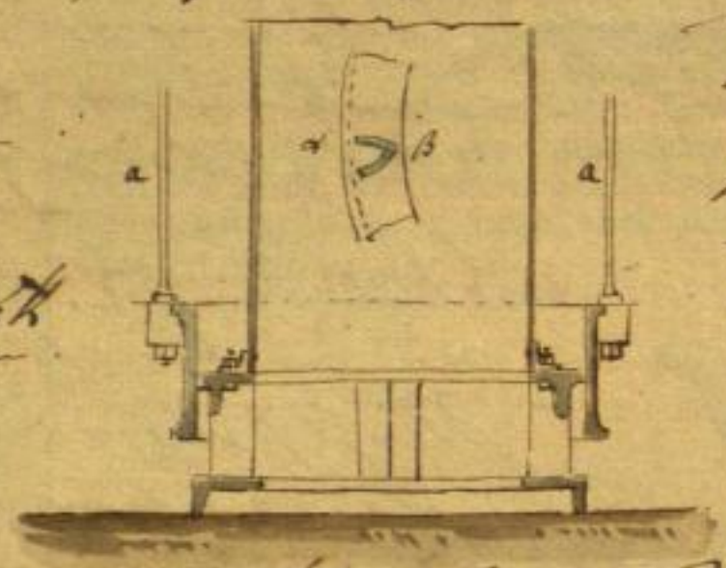
Auf diese Art ist das Rad auf einem Conus verein die Welle angestellt ist. —

Schnitt αβ —

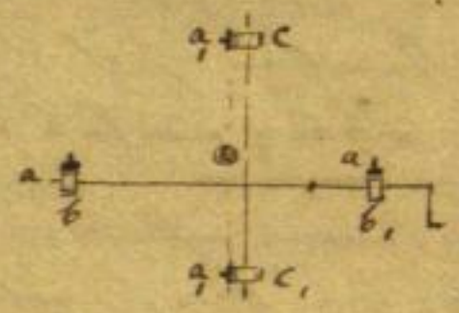
Man hat sich nun die Aufgabe vorgelegt die Turbinen so einzurichten, daß sie für verschiedene Wasserquantitäten den besten Effect liefern. Diese Angabe hat man vorsichtsdadurch zu lösen, daß man bei kleinen Wasserquantitäten Segmentstücke von Holzen der Form in die Räder einsetzt, wodurch die Ausflußöffnungen verkleinert, der Wasserdurchfluß also kleiner wird.







Die Construction des Schützen zum Ein- u. Abstellen der Turbine kann folgend sein. Das ganze Rohr ist an den 4 Stützen aß an Gitterstäben so daß 4 große Öffnungen bleiben, durch die das Wasser abfließen kann. Diese Öffnungen können durch einen Cylinder, der durch 4 schneidenförmige Stangen a bewegt wird, verkleinert od. vergrößert werden, je nachdem man den Cylinder weiter herunter od. hinaufzieht.

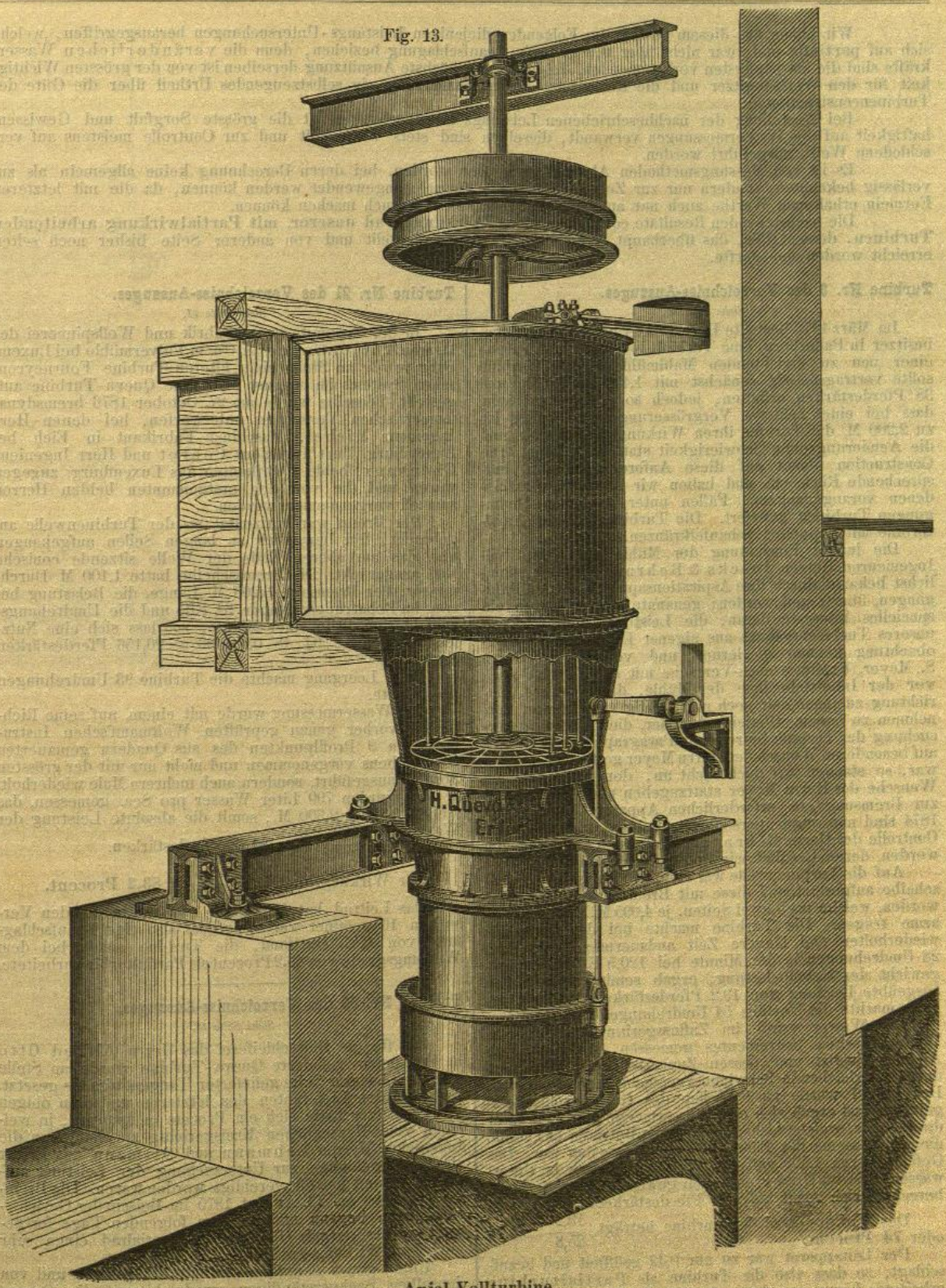


Die Gleichförmigkeit des Aufzugs wird durch 4 Zahnräderchen bewirkt 2 (b u. b,) sitzen auf einer Welle, die durch eine Kurbel bewegt werden kann, so daß also die 2 Zahnstangen a u. a, gleichzeitig in die Höhe gewunden werden. Die 2 andern Rädchen c u. c, dienen blos zur Regulirung der Gang der zwei Stangen a, u. a,, die natürlich dadurch gleichzeitig sind auch immer gleichzeitig gleich Wege zu beschreiben. Will man die Turbine ganz abstellen, so wird der Cylinder od. Schützen ganz hinaufgelassen. Beim Anlassen der Turbine wird derselbe allmählig wieder auf seine nöthige Höhe gehoben.

Wasserkasten für Turbinen.

Fig. 1. Dieser ist der Hauptsache nach folgend zusammengesetzt. Es werden zwei Wände von Balken gebildet, die auf Längen und Querhölzer aufsitzen. Diese werden getragen von 4 Mauerbänken. Zwei derselben die größter sind, also die 2 übrigen tragen die 2 Hauptsteinlagen. Die 2 kleinern andern dienen, die magern Mauern verlängerten Querbalken

Fig. 13.



Axial-Vollturbine

mit zwei Schaufelkränzen, für Partialwirkung und hohes Stauwasser construirt; Aufstellung für Sauggefälle; Regulirung mittels Schiebern; Leitrad auf eisernem Gebälk gelagert; Halslager an eisernem Träger; Mantel mit Rohrschützen und mit eiserner Rohrkammer am Gerinnanschluss.

Wir haben aus diesem Grunde im Folgenden diejenigen Leistungs-Untersuchungen herausgegriffen, welche sich auf **partielle** und zwar nicht über **0,6** gehende Beaufschlagung beziehen, denn die veränderlichen Wasserkräfte sind die am häufigsten vorkommenden, die beste und höchste Ausnützung derselben ist von der grössten Wichtigkeit für den Werksbesitzer und die Realisirung dieser Ausnutzung ein selbstzeugendes Urtheil über die Güte der Turbinenconstruction.

Bei Anstellung der nachbeschriebenen Leistungs-Untersuchungen ist die grösste Sorgfalt und Gewissenhaftigkeit auf die Wassermessungen verwandt, dieselben sind stets wiederholt und zur Controlle meistens auf verschiedene Weise ausgeführt worden.

Es ist von Messungsmethoden Abstand genommen worden, bei deren Berechnung keine allgemein als zuverlässig bekannten, sondern nur zur Zeit zuverlässigste Formeln angewendet werden können, da die mit letzteren Formeln erhaltenen Werthe auch nur auf Gültigkeit zur Zeit Anspruch machen können.

Die nachstehenden Resultate constatiren einen **Wirkungsgrad unserer, mit Partialwirkung arbeitenden Turbinen**, dessen Höhe das überhaupt erreichbare Maximum darstellt und von anderer Seite bisher noch selten erreicht worden sein dürfte.

Turbine Nr. 8 des Verzeichniss-Auszuges.

Siehe Seite 10.

Im März 1873 bestellte Herr S. Meyer, Dampfmühlenbesitzer in Paderborn, eine Turbine bei uns zum Betriebe einer neu zu errichtenden Mahlmühle. Diese Turbine sollte vertragsmässig zunächst mit 1,490 M. Gefälle und 38 Pferdestärken arbeiten, jedoch so eingerichtet sein, dass bei einer späteren Vergrösserung des Gefälles bis zu 2,200 M. die Turbine ihren Wirkungsgrad behält und die Aenderung ohne Schwierigkeit stattfinden kann. Die Construction nimmt auf diese Anforderungen die entsprechende Rücksicht und haben wir schon in verschiedenen vorangegangenen Fällen unter ähnlichen Bedingungen Turbinen geliefert. Die Turbine ist eine Axialturbine mit doppelten Schaufelkränzen.

Die innere Einrichtung der Mühle war den Civil-Ingenieuren, Herren Jaacks & Behrns in Lübeck, rühmlichst bekannt durch ihre Aspirationsapparate an den Mahlgängen, übertragen worden; genannte Herren hatten ein specielles Interesse daran, die Leistung und Wirkung unseres Turbinensystems aus eigener Erfahrung und Beobachtung kennen zu lernen und veranlassten Herrn S. Meyer, Kraftmessungs-Versuche mit der Turbine noch vor der Inbetriebnahme der Mühle, deren innere Einrichtung zu jener Zeit noch nicht fertig gestellt war, vornehmen zu lassen. Obgleich nun der, die Leistungsuntersuchung der Turbine betreffende Paragraph des Vertrages auf besonderen Wunsch des Herrn Meyer gestrichen worden war, so standen wir doch nicht an, dem nachträglichen Wunsche des Herrn Meyer stattzugeben und lieferten die zur Bremsung etc. erforderlichen Apparate. Am 1. Mai 1874 sind nun unter persönlicher Leitung und specieller Controlle des Herrn Behrns die Messungen vorgenommen worden, deren Resultat wir in Folgendem anführen:

Auf die Turbinenwelle war eine, 1,750 M. grosse Bremsscheibe aufgesetzt und diese mit Bremsbacken umspannt worden, welche nach zwei Seiten, je 4,095 M. lange Hebelsarme trugen. Die Turbine machte bei den mehrmals wiederholten und längere Zeit andauernden Versuchen 28 Umdrehungen in der Minute bei 120,5 Kilo Gesammtgewicht der Hebelbelastung, ergab somit eine wirklich ausgeübte Leistung von 19,2 Pferdestärken. Beim Leergang machte die Turbine 54 Umdrehungen pro Minute.

Das Wasser wurde im Zuflussgerinne mittels eines Woltmann'schen Instrumentes gemessen, welches durch Aichung justirt und dessen Zuverlässigkeit ausserdem durch vergleichende Schwimmerversuche festgestellt war. Der Flügel wurde an 9 Stellen des Gerinnprofiles eingehalten und ergab sich eine Wassermenge von 1265 Liter die kleinste, welche bisher in dem zum Betriebe der Mühle dienenden Arme der Pader beobachtet worden war. Das Gefälle betrug 1,530 und das Turbinenrad ging im Unterwasser. Die im Wasser enthalten gewesene absolute Kraft berechnet sich somit auf 25,8 Pferdestärken.

Der Wirkungsgrad der Turbine beträgt $\frac{19,2}{25,8} = 0,74$ oder **74 Procent.**

Der Leitapparat war zu nur 0,42 geöffnet und beaufschlagt, so dass also die Turbine als Partialturbine arbeitete; hierzu gerechnet, dass das Turbinenrad im Stau ging, so ist der ermittelte Wirkungsgrad von 74 Procent ein sehr hoher.

Turbine Nr. 21 des Verzeichniss-Auszuges.

Siehe Seite 14.

In der Strumpfwaaren-Fabrik und Wollspinnerei der Herren Victor Conrot & Co. in Pulvermühle bei Luxemburg wurde an Stelle einer älteren Turbine Fourneyron'schen Systems im August 1876 eine Queva-Turbine aufgestellt. Dieselbe wurde am 27. October 1876 bremsdynamometrischen Versuchen unterworfen, bei denen Herr Ingenieur Michel, Maschinen-Fabrikant in Eich bei Luxemburg, Herr Ingenieur Conrot und Herr Ingenieur Godchaux, beide Fabrikanten aus Luxemburg, zugegen waren und die von den erstgenannten beiden Herren speciell vorgenommen wurden.

Der Brems war horizontal an der Turbinenwelle angebracht, frei beweglich an langen Seilen aufgehangen und das am oberen Ende der Welle sitzende conische Rad ausgerückt. Die Bremsscheibe hatte 1,100 M. Durchmesser, der Bremsarm 3,200 M. Länge, die Belastung betrug im Beharrungszustande 94 Kilo und die Umdrehungszahl hierbei 48 in einer Minute, so dass sich eine Nutzleistung von $3,2 . 94 . 48 . 0,001396 = 20,156$ Pferdestärken ergiebt.

Beim Leergang machte die Turbine 93 Umdrehungen pro Minute.

Die Wassermessung wurde mit einem, auf seine Richtigkeit vorher genau geprüften Woltmann'schen Instrumente in 9 Profilpunkten des aus Quadern gemauerten Obergrabens vorgenommen und nicht nur mit der grössten Sorgfalt ausgeführt, sondern auch mehrere Male wiederholt.

Es wurden 790 Liter Wasser pro Sec. gemessen, das Gefälle betrug 2,300 M., somit die absolute Leistung der Wasserkraft $\frac{790 . 2,3}{75} = 24,22$ Pferdestärken.

Der Wirkungsgrad ist $\frac{20,156}{24,22} = 83,2$ **Procent.**

Das Leitrad hat 28 Zellen, von denen bei den Versuchen 16 geöffnet waren, so dass also eine Beaufschlagung von 0,57 statttand, die Turbine somit bei dem Wirkungsgrade von 83,2 Procent als Partialturbine arbeitete.

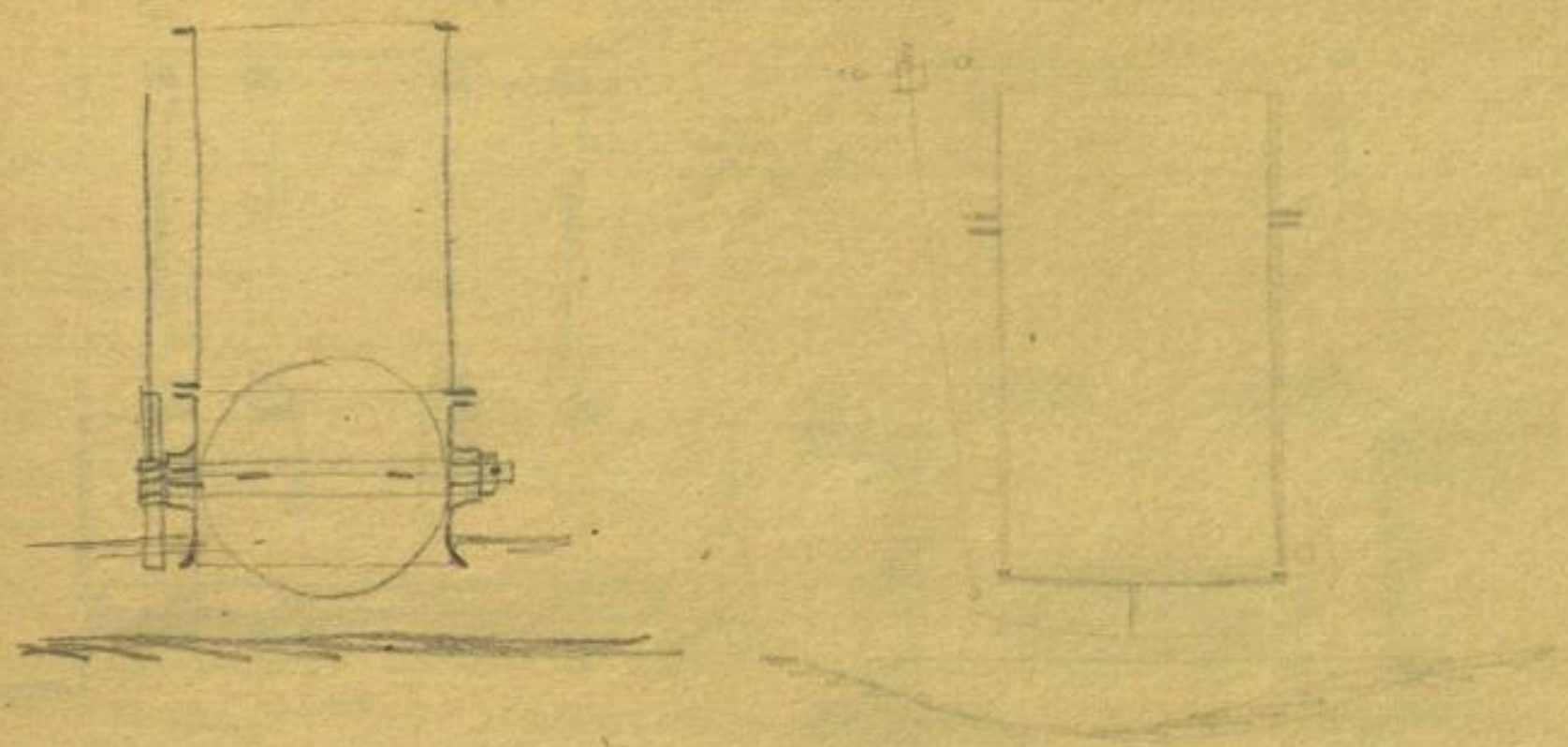
Turbine Nr. 50 des Verzeichniss-Auszuges.

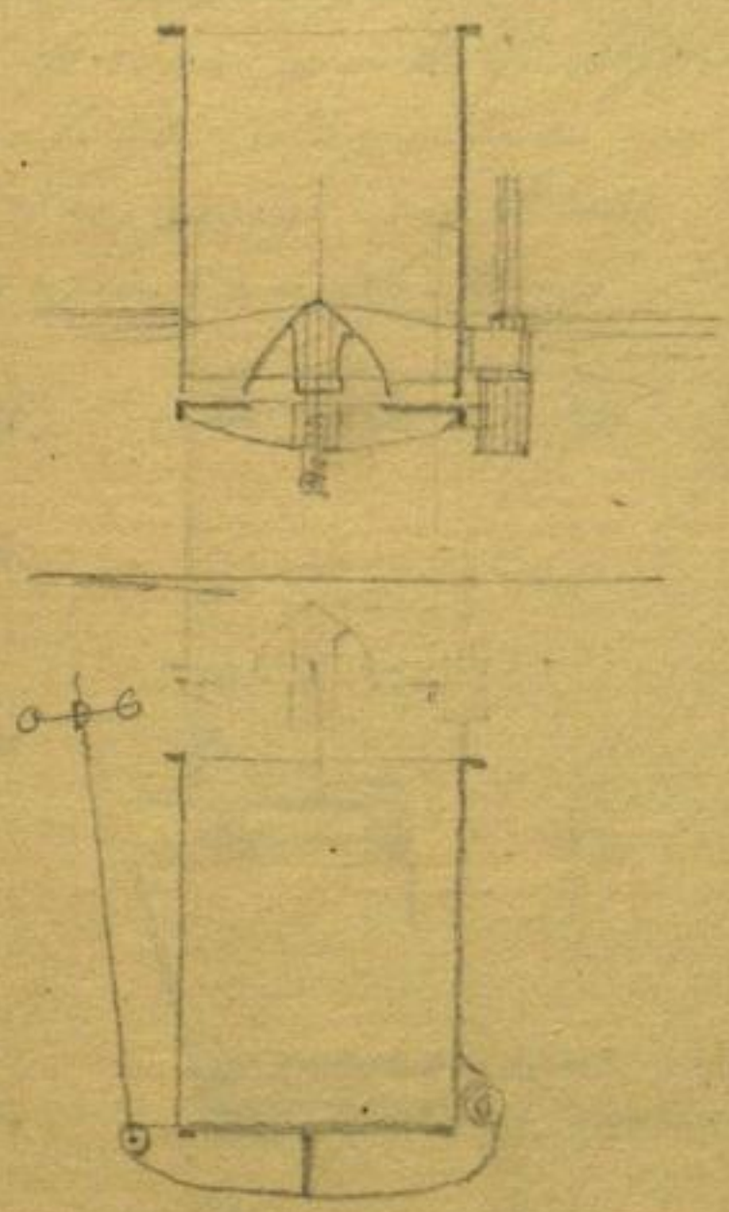
Siehe Seite 18.

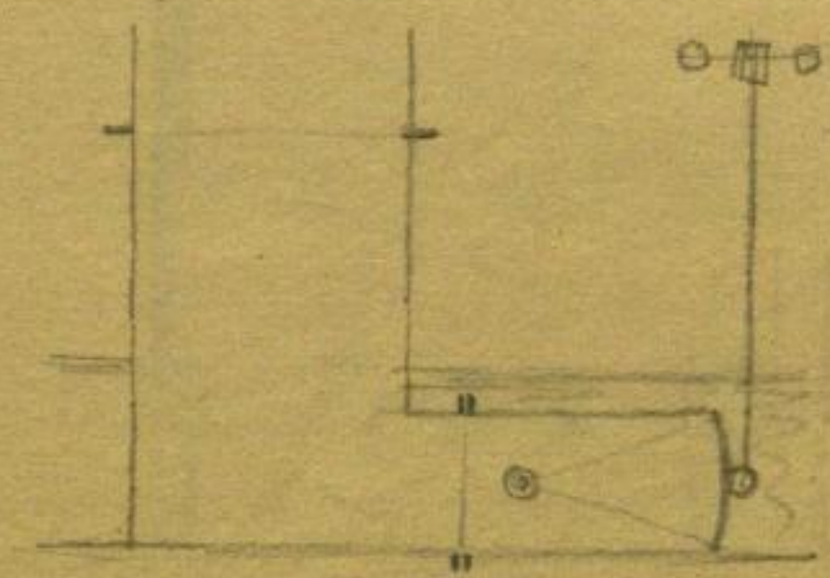
Die für die Holzschleiferei des Herrn Alfred Otto in Wasungen gelieferte Queva-Turbine wurde an Stelle eines von anderer Seite gelieferten Tangentialrades gesetzt. Zwischen den Lieferanten des letzteren und dem obigen Werksbesitzer hatte sich ein Process entsponnen, in welchem vom Herzoglichen Kreisgerichte zu Meiningen die Ingenieure Herren Lehmann und Ortmann aus Erfurt als Sachverständige zur Untersuchung der Leistung aufgefordert und hierfür vereidigt worden waren. Die Bremsung, welche am 13. August 1875 im Beisein der Gerichtscommission begann und an dem folgenden Tage fortgesetzt wurde, ergab für das Tangentialrad einen sehr niedrigen Wirkungsgrad.

Unter genau denselben Arbeitsverhältnissen und von denselben Sachverständigen wurde hierauf die Queva-Turbine untersucht. Diese ist eine Partialturbine mit Wasserzuführung von unten, innerem Leitapparat und äusserem Laufrade; das Zuflussrohr hat 0,470 M. lichte Weite, fällt unter einem Winkel von ca. 40° vom Ober-

Schutz an zu kleinen freihängenden Turbinen







Wasserkasten für Tourbinen.

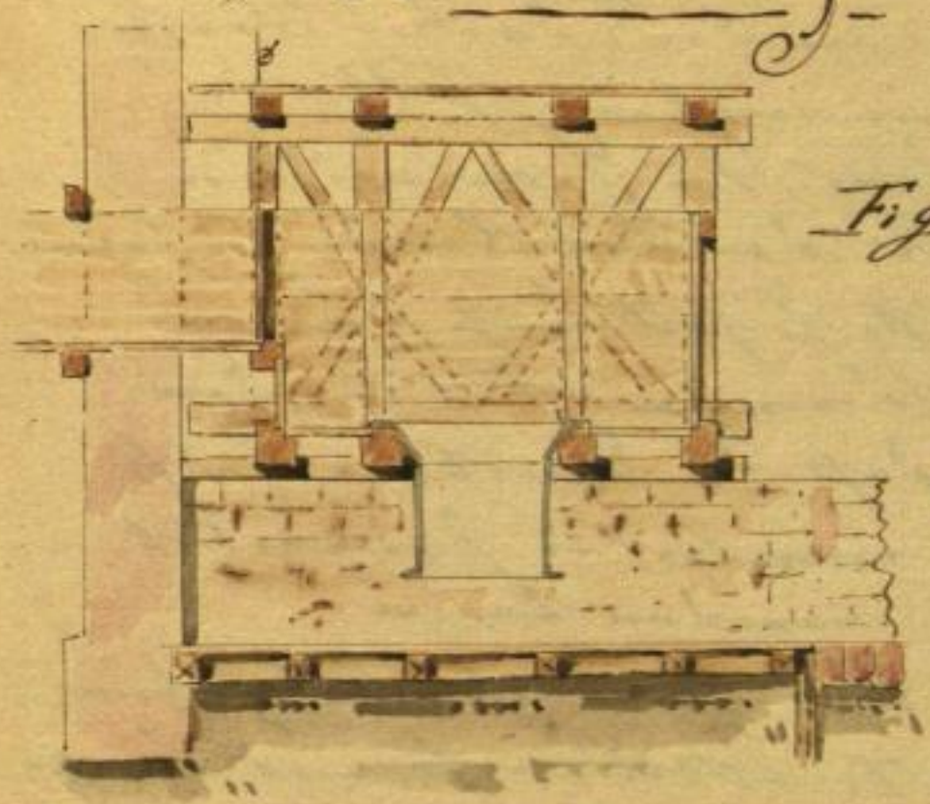
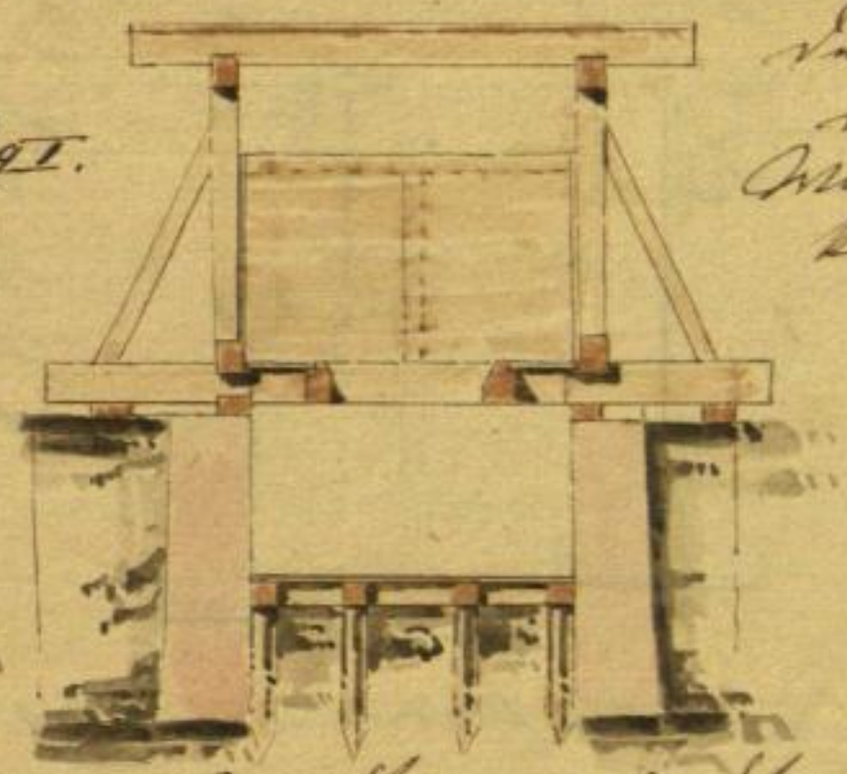


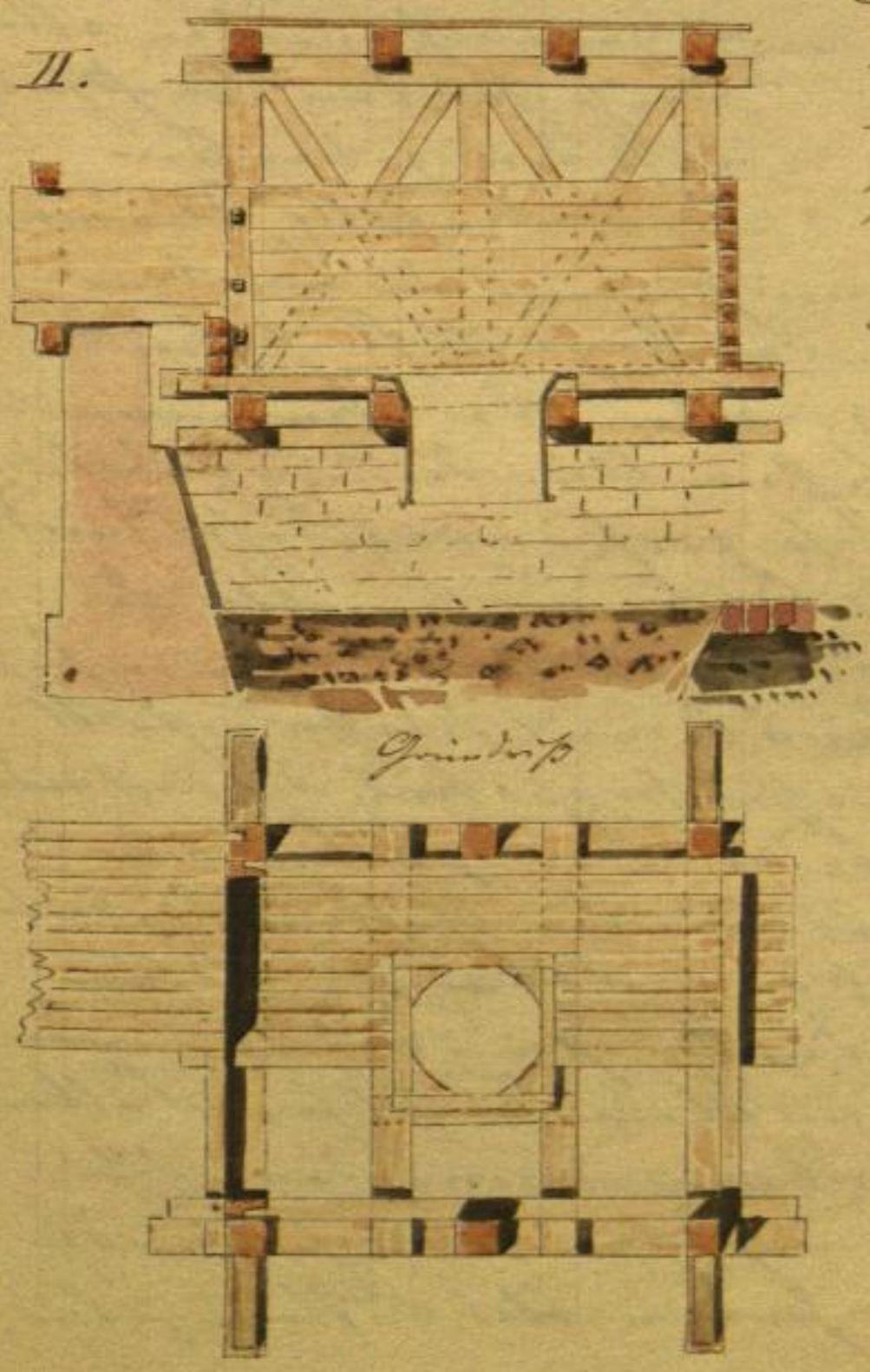
Fig. I.



Durchschnitt des Wasserkastens.

noch weiter zu unterstützen. Zum Zweck der Tourbine sind 4 Balken über Kreuz mit einander verbunden, so daß eine 4eckige Öffnung entsteht, die dann noch durch eingesetzte Segmente abgerundet werden kann. Der ganze mittlere Theil des Kastens ist mit festen gerade den Balken wasserdicht zu ausgemacht. Zum Befestigen der Bretter sind zwei der eigenen Balken an die Seitenwände geschraubt.

II.

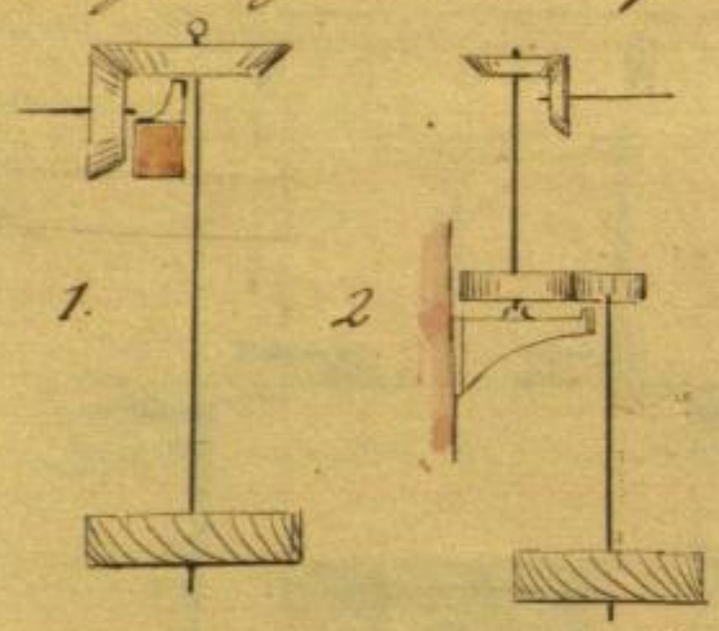


Grundriß

Anordnung II.

Diese ist der östlichen in einem Zusammensetzen nach ziemlich wie die erste. Allein der untere Theil ist hier nicht durch Bretter, sondern auf die Art der Blockhäuser mit Balken wasserdicht geschlossen. Diese Anordnung hat zwar mehr Wasserfugen, als die erste da schon 4 Balken liegen müssen auf die Höhe eines Bretes. allein der Wasserdruck des eingelassenen Wassers hat sich durch Zeit u. Druck

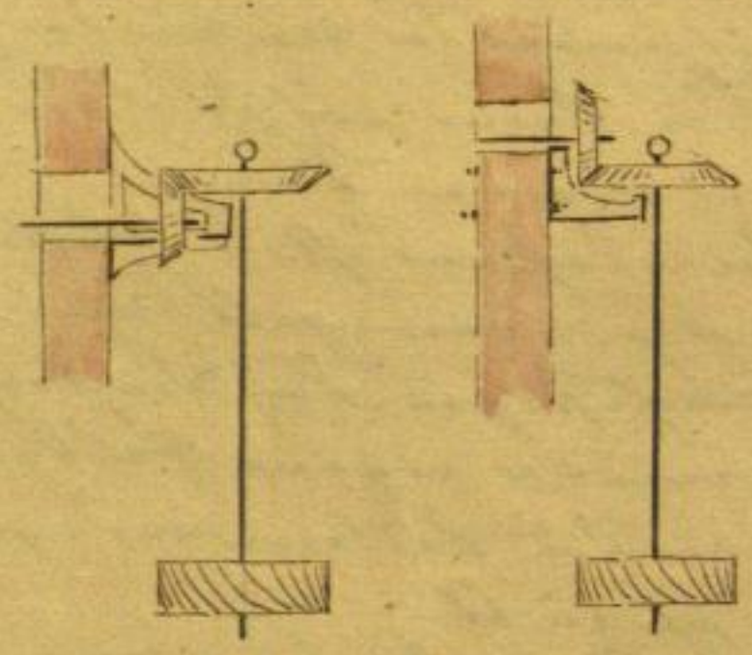
bemerkstelligt werden. Auch Kapselsteine an den Zapfen können dieses hindern, der Wasserstrahl muß mit Lichter Hinbemerkstelligt werden, da die Leute dies nicht aushalten.



Was die Centrumspitze bei den Turbinen gesagt ist, so soll dieses immer so eingerichtet werden, daß die Turbine leicht montirt u. demontirt werden kann.

Die einfache Verbesserung

Fig I. Welle muß nicht langsamer übersetzt werden so kann nach Anordnung II angewendet werden Anordnung 3 ist dieselbe wie I, wenn die Turbine an einer Mauer steht. Dieselbe kann auch wie 4 genommen werden, allein dieses hat den Nachtheil, daß das getriebene Rad ebenfalls demontirt

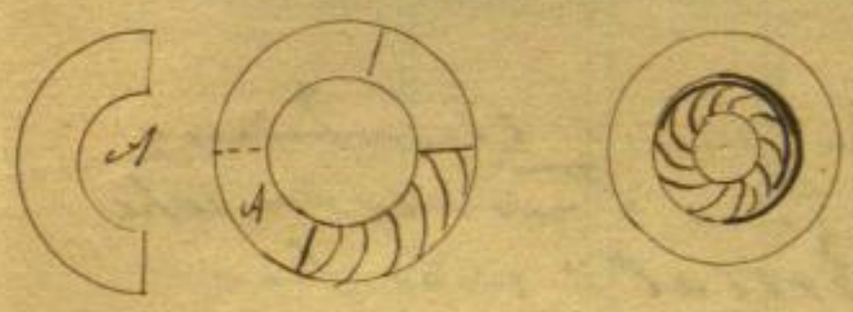


oder abgebrillt werden muß, wenn die Turbine gehoben werden soll. Der Lagerstiftl ist hierbei compentiöser als bei 3, allein der obengenannte Nachtheil wiegt 3 zur besseren Anordnung, obgleich da, oder Lagerstiftl oft sehr groß ausgedehnt wird.

Wir haben jetzt bisher immer blos die Turbinen betrachtet, die man Vollturbinen heißt, d.h. bei denen alle Canäle mit Wasser gefüllt sind u. aus allen das Wasser herausdrillt, d.h. mit andern Worten, die voll-laufen. Nun fallen aber besonders bei großen Gefällen die Geschwindigkeiten dieser Turbinen so groß aus, daß an ein Halten der Zapfen gar nicht zu denken ist u. überdies wurden die Turbinen sehr winzig klein. In solchen Fällen wird man Partialturbinen anwenden, d.h. Turbinen bei denen nicht sämmtliche Canäle das Wasser thätig ist, sondern blos aufeinander

derselben beibehalten wird. Das hat zur Folge, daß die Räder größer ausfallen u. eine Geschwindigkeitsmäßigere. Denn denken wir uns eine Vollturbine, u. eine Partialturbine für die Hälfte der Canäle gefüllt, so muß offenbar die letztere doppelt so groß sein um eine gleiche Wassermasse durchzulassen, wie die Vollturbine und da nun das Rad größer ist, so ist die Geschwindigkeit für den vortheilhaftesten Effect kleiner. Der Nachtheil kann bei dieser Partialturbine unmöglich so groß sein, wie bei den Vollturbinen, da man der Bedingung nicht entsprechen kann, daß das ein strömende Wasser einzusaugen fähigende Kraft bildet.

Die Partialturbinen werden nicht ausschließlich noch da angewendet, wo die Wassergualität sehr gering u. dabei veränderlich ist, denn man sieht jetzt leicht ein, daß bei einem vollständigen od. unvollständigen Abschließen der Einleitungsöffnungen weniger od. mehr Wasser in die Turbine fließt. Dieses Abschließen kann bei der Fourneyron'schen Turbine durch einen halbkreisförmigen Ring vollzogen werden u. dann man denselben über mehr od. weniger Öffnungen des Rades vorschiebt. Bei der Fourneyron'schen Turbine geschieht dieses Abschließen durch einen halben Cylinder, den man je nach Bedarf mehr od. weniger vor die Ausflußöffnungen stellt.



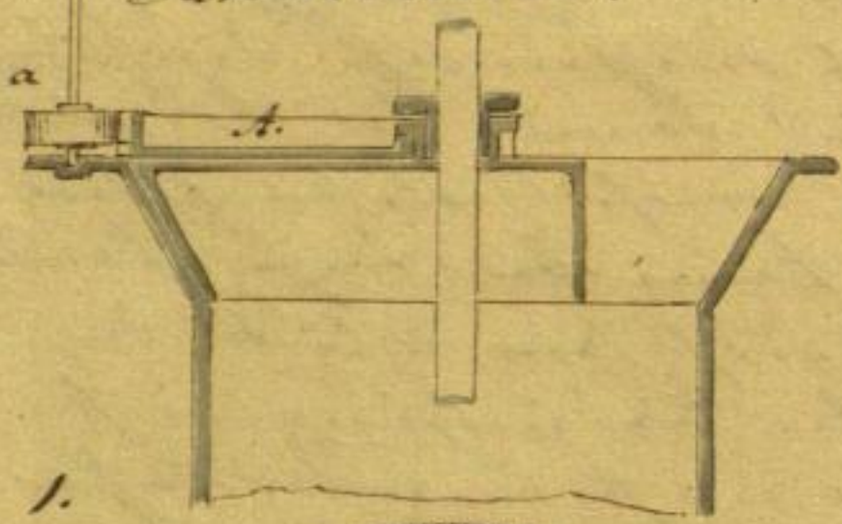
Von dieser Partialturbine gibt es natürlich eine ganze Menge, sowohl von der Jonval'schen als Fourneyron'schen. Es kann die Einleitung geschehen 1. Von Oben nach unten u. innen nach außen
2. Von Oben nach unten u. außen nach innen
3. Von unten nach oben u. außen nach innen
u. 4. Von unten nach Oben u. innen nach außen.

Die folgende Reihe zeigt einige Anordnungen von Partialturbinen.

Die erste ist eine Jonval'sche Partialturbine durch das Gerinne a wird der größere Schieber b je nach Bedarf über mehr od. weniger Öffnungen

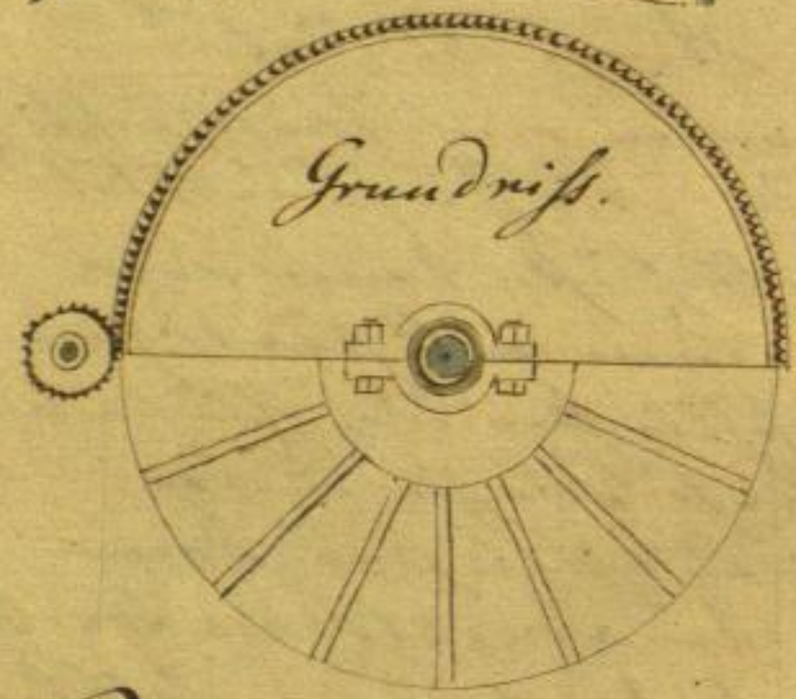
des Leitrades zu drehen. Ist es eine Halbturbine, so ist nur die halbe des Leitrades mit Schaufeln versehen.

Jonvalsche Partialturbine.

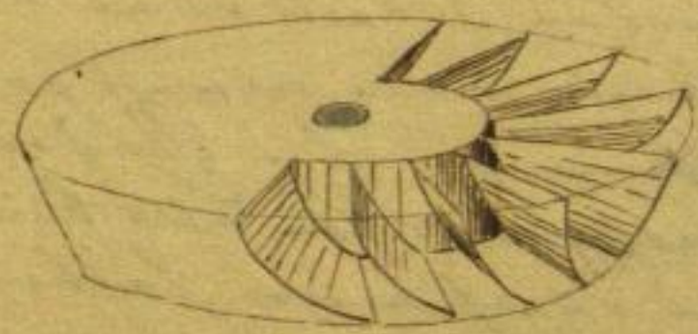


I.

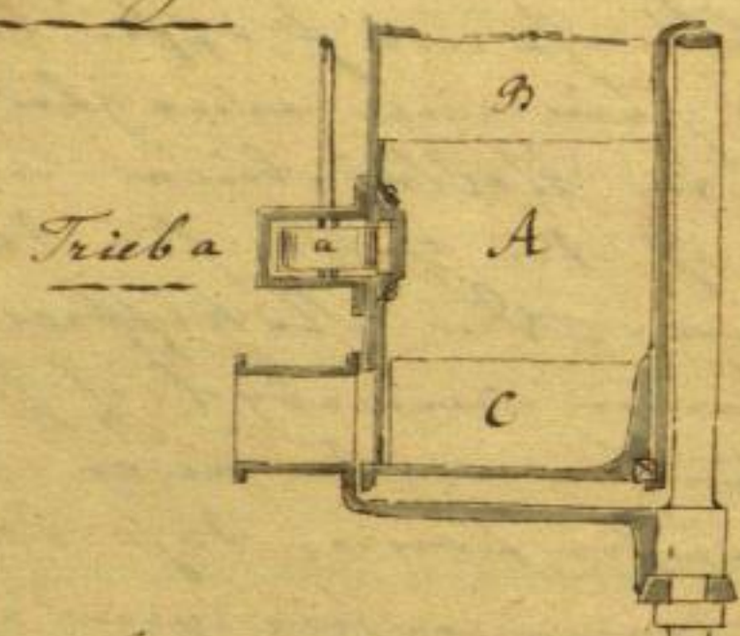
Grundriß.



Perspectivische Ansicht des Leitrades.



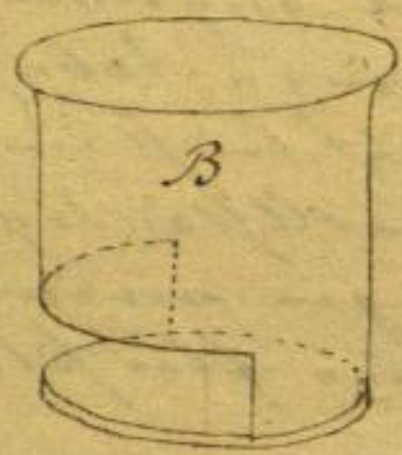
Fourneyron'sche Partialturbine



Schnitt durch die Mitte

Ansicht des Mantels der Tur:

II.



Die zweite Anordnung ist eine Fourneyronsche Partial u. zwar eine Halbturbine.

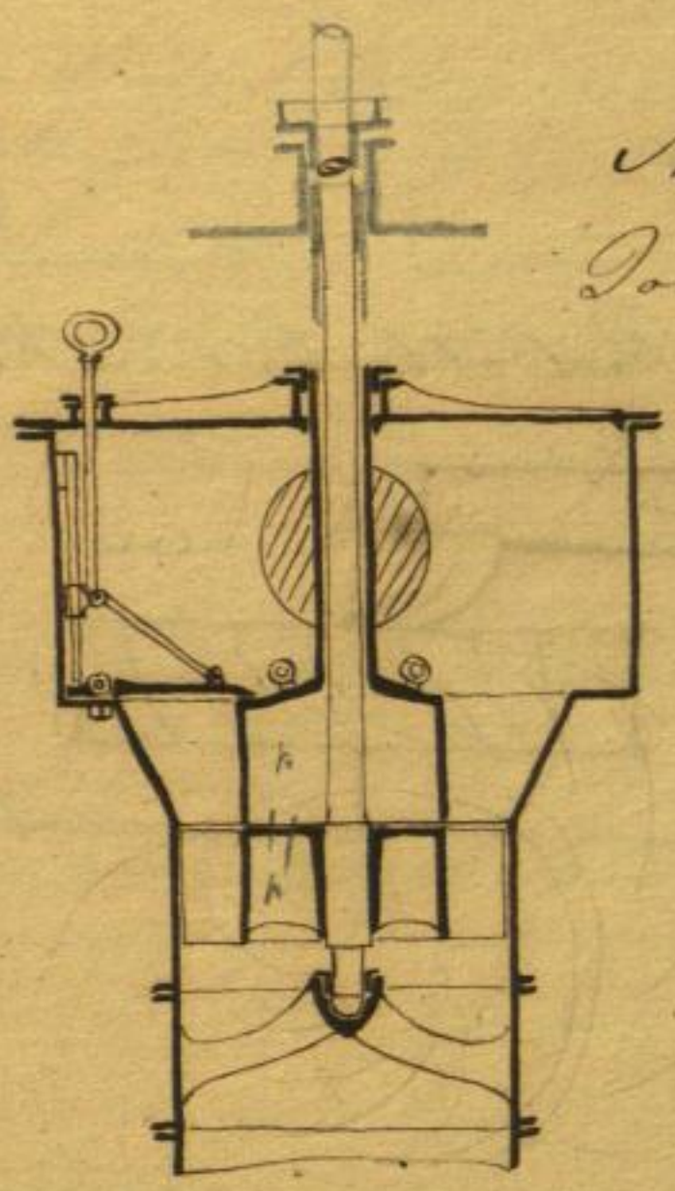
Der Mantel der Turbine hat unten eine Offnung die sich um die Hälfte des Cylinders erstreckt. Diese Offnung zu der das Wasser aus den Leitschaufeln C hinausfließt, kann durch das Trieb a, mittelst der cylinderförmigen Schützen A mehr od. weniger geschlossen werden, je nachdem die Wassermenge groß od. klein ist.

Die dritte Anordnung ist eine Fourneyronsche Partialturbine mit Einleitung des Wassers von außen nach innen.

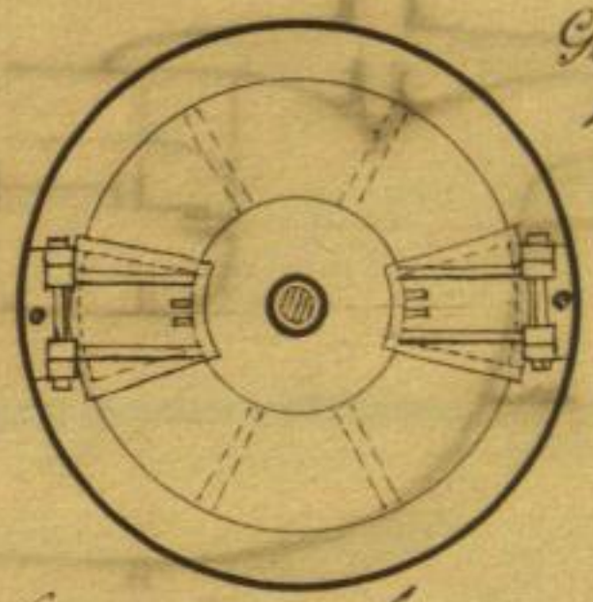
Die 4te Anordnung ist eine Jonvalsche Partialturbine bei der das Wasser von unten in das Rad eingeleitet wird. Diese Anordnung der Jonvalschen Partialturbine kostet wenig u. ist sehr bequem, wegen der Wegnehmung. Dann hat diese Anordnung noch

Nachtrag.

Donvalsche Partialturbine

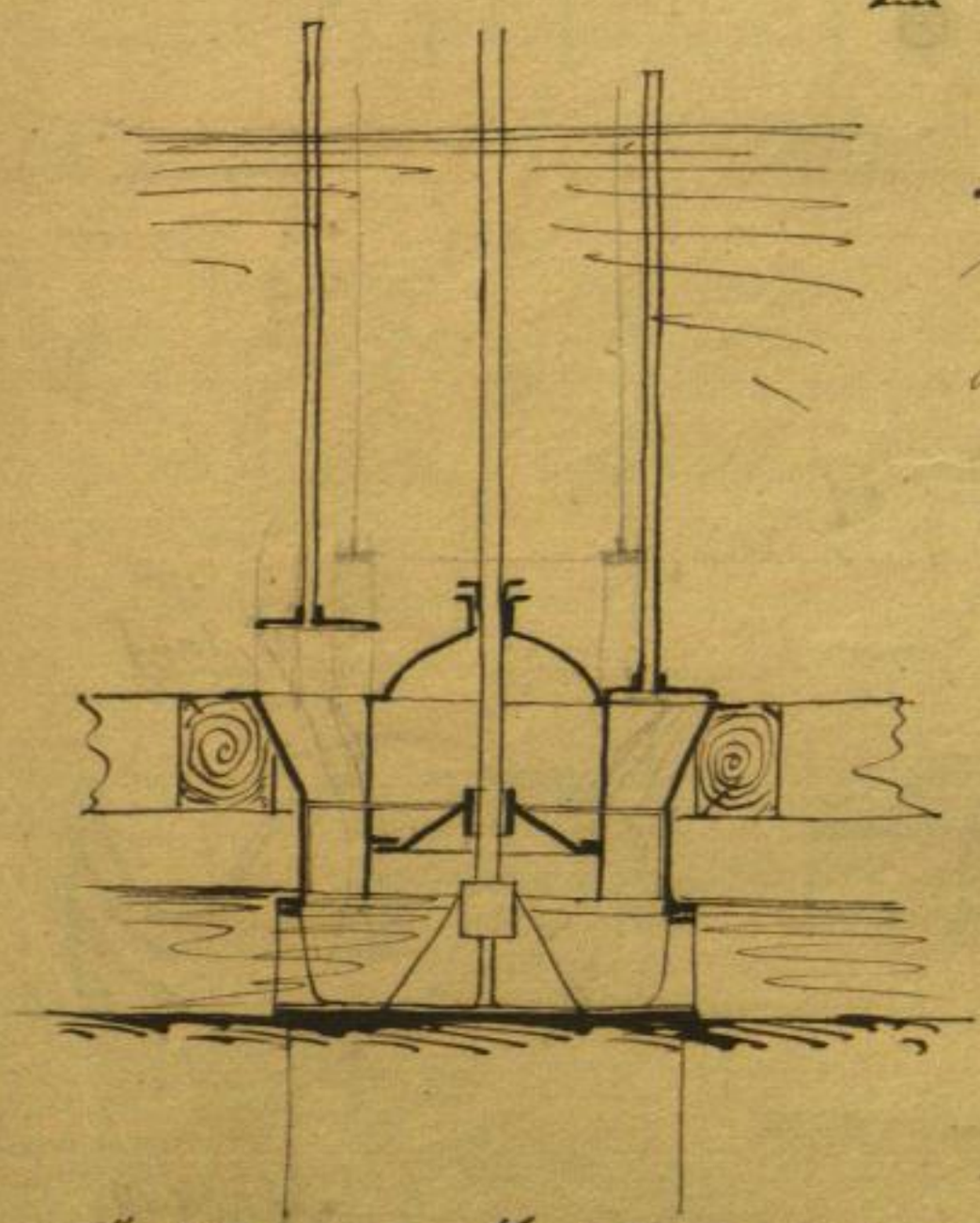


Grundriß & Schnitt.



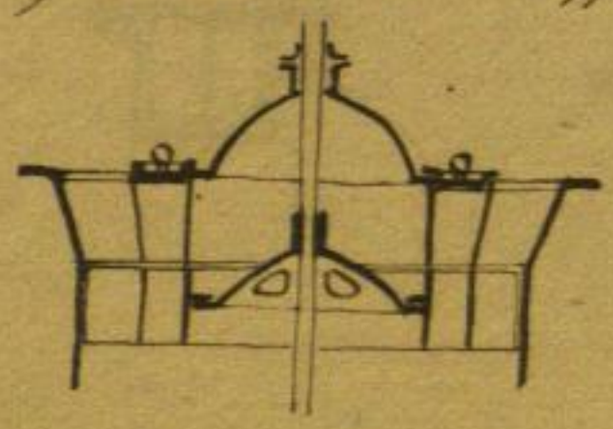
Dieselbe Construktion taugt nicht für Reaktionsturbinen mit saugender Wassersäule, da diese entweder abreißen könnte oder der ganze Druck derselben an Turbine vorbeigehen würde.

Damit unter der Doppelturbine kein luftverdünnter Raum entsteht, der die Bewegung des Wassers in der Turbine hemmt kann man bei Partialturbinen die direkt auf den Naturwasserspiegel laufen Luftröhren auf die Deckel setzen. Hängt unter der Turbine noch eine Wassersäule, so geht diese Einrichtung jedoch nicht mehr da sonst Luft über und unter die Turbine gelangen kann und die saugende Wassersäule abreißen würde d.h. für den Effekt verloren gehen würde.

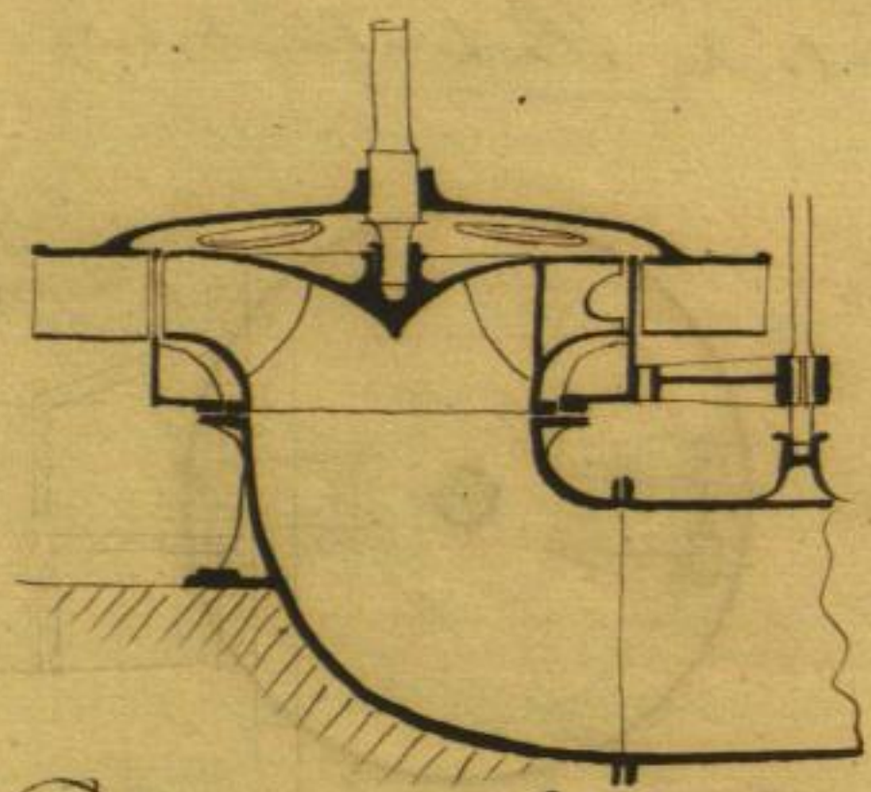


Luftziel-Turbine zum Betriebe des Wüthgerten Trinkbrunnens in Berg.

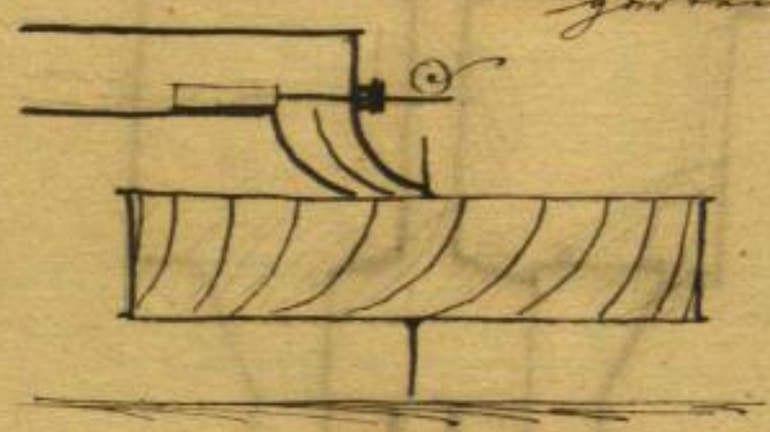
Stellt man die Turbine in 2 concentr. Ringen für je 1/3 und 2/3 der Kraft, so kann man 1/3 2/3 u. 3/3 der Kraft mit Wollauf entwickeln und braucht nur für geringere Luftsäule ein Deckel d. Ringes.



Nachtrag.



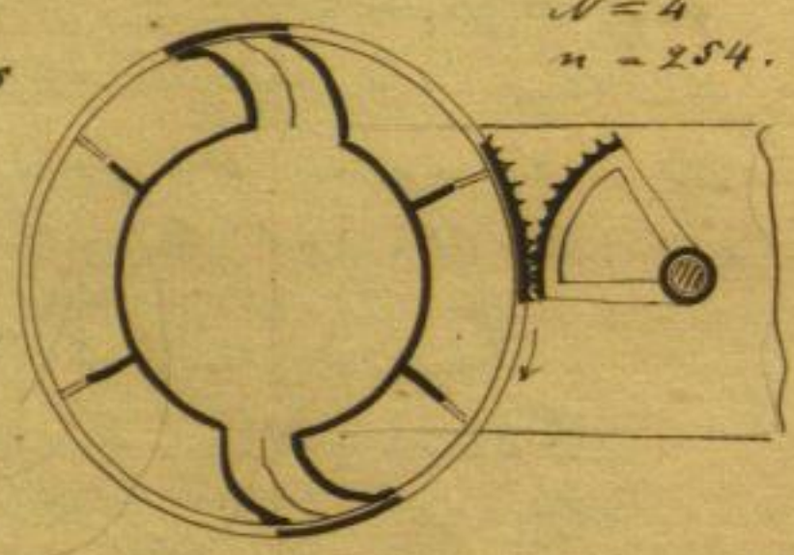
Partialturbine in Minengestein



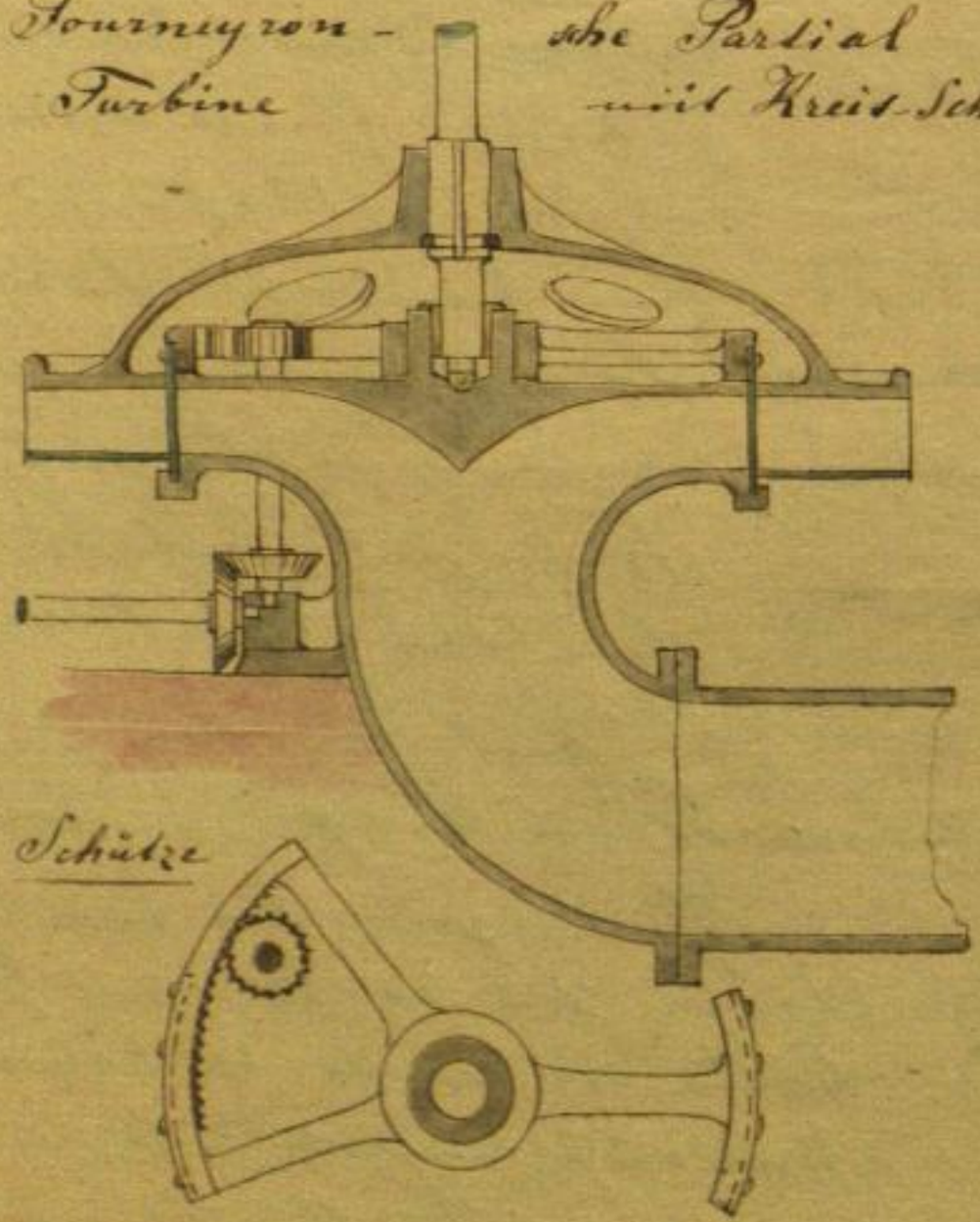
Pourneyronsche Partialturbine

$H = 10$
$Q = 0{,}05$

$N = 4$
$n = 254.$

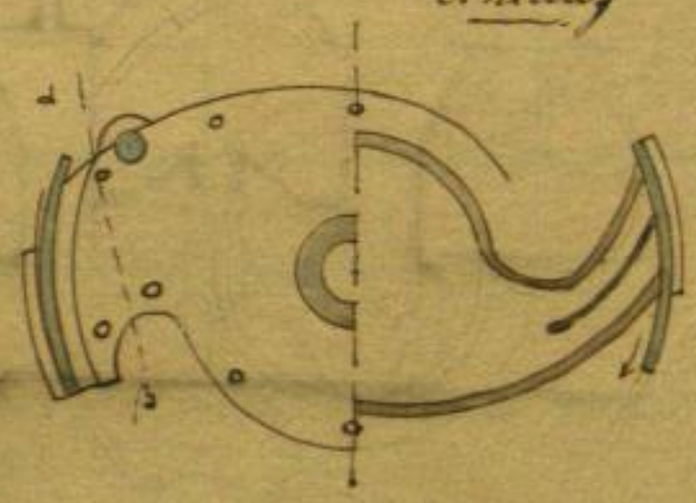


Fourneyron-sche Partial Turbine mit Kreis-Schütze.

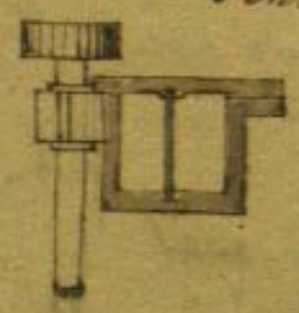


Schütze

Einlauf

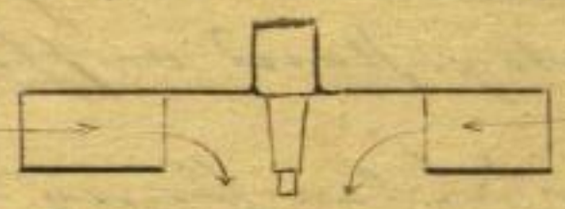


Schnitt a/b.



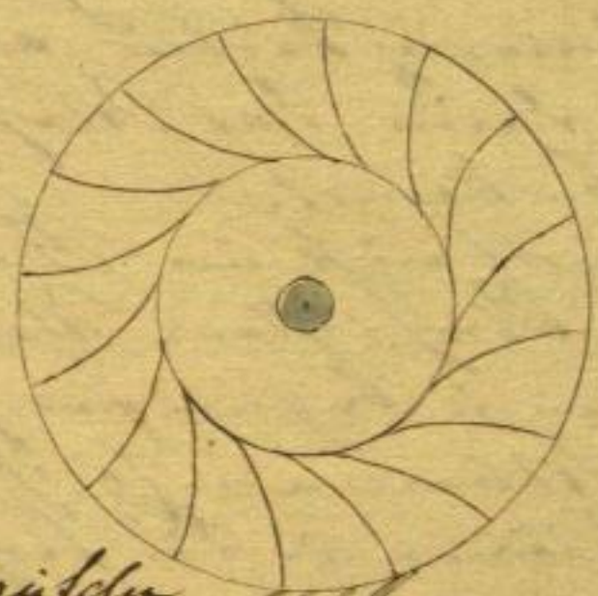
den Vortheil daß jeder Druck gegen die Axe der Axe Rades desselben selbst ü nicht in den Zapfen drückt.

Partialturbine mit Einleitg von außen nach innen



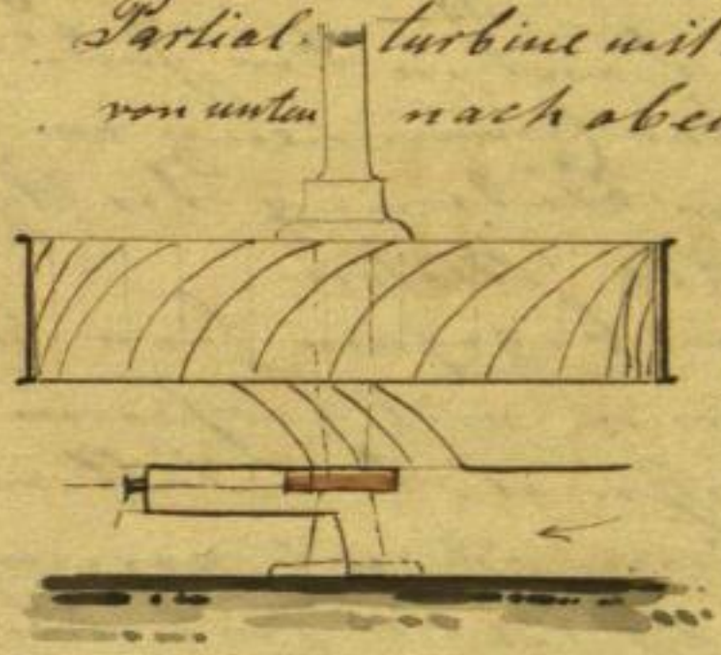
III

Grund-Riß.



Leitschaufeln mit Schützen-vorrichtung

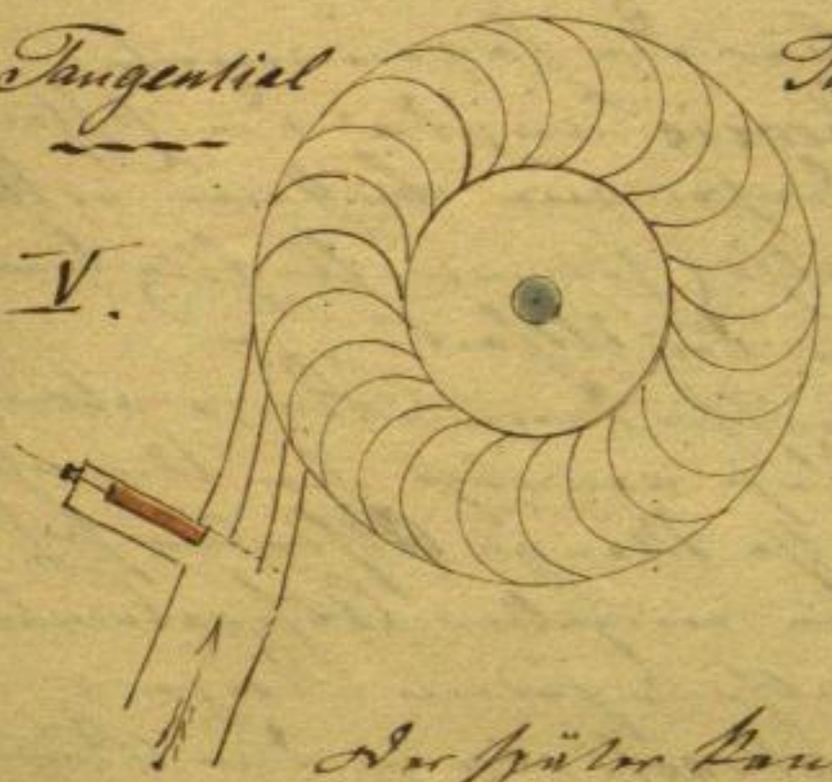
Partial-turbine mit Einleitg von unten nach oben



IV.

Anordnung v. Fourneyronsche Partial-turbine, auf Tangential-Turbine genannt. Während bei III das Wasser beim Austreten durch die Centrifugalkraft fort- fort nazögert und mind an seiner Leitung nach dem Innern der Rades, so wird es hier theils theils beschleunigt theils nur zögert. Die ersten kommenden Wassertheilchen werden beim Durchfließen im Innern des Rades nazögert in ihrer Leitung, während die Leitung der später kommenden Wassertheilchen die nicht mehr durchfließen können durch die Centrifugalkraft beschleunigt wird, u und daß also am äußern Umfang der Rad tangential herausspritzen.

Tangential Turbine



V.

Nachdem wir nun die Turbinen der Größe nach so durchgenommen haben, wollen wir diesen Gegenstand verlassen u zu der Betrachtung der Wärme, ihrem Wesen u ihren technischen Nutzen in unserm Jahrhundert übergehen.

---

den 15 Januar 1850.

Ueber die Wärme

und ihre manigfache Anwendung in unserer Industrie.

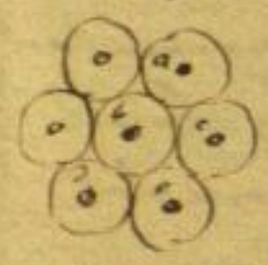
Sie dient in der Industrie

1. Zur Erwärmung von Räumen u. andern Gegenständen
2. Zur Änderung des Aggregatzustand verschied. Stoffe
3. Als Motor.

Wir begegnen hier bei der Betrachtung der Wärme viel größeren Schwierigkeiten, als beim Wasser u. der Fall war, denn das Wesen der Wärme ist noch gewiß unbekannt.

Die Physiker sind darin noch nicht im Reinen u. haben sehr verschiedene Ansichten. Viele wollen auch gar keine Hypothesen zu begnügen sich mit den Erscheinungen der Wärme. Es ist aber bei der Anwendung der Wärme in der Technik von großer Wichtigkeit etwas näheres von dem Wesen der Wärme zu wissen, wenigstens eine Theorie aufzustellen deren Folgerungen mit den Erscheinungen der Natur übereinstimmen.

Redtenbacher nimmt hier die sogenannte Molekular-Vibrations-Theorie an, da die Erscheinungen der Wärme sich vermittelst dieser am besten erklären lassen. Nach dieser besteht also (hier nur flüchtig bemerkt) die Wärme aus Schwingungen des Äthers.



Denken wir uns verschiedene Körperatome a, b, c, d ..., so werden diese vermöge ihrer Anziehung, ein jedes, eine gewisse Menge Äther um sich versammeln. Die einzelnen Ätheralmosphären stoßen sich aber ab. Es stehen also in jedem Körper 2 Kräfte im Gleichgewicht. Die attractiven in den Körperatomen u. die repulsiven in dem Äther.

Die verschiedenen chemischen Eigenschaften der Körper sind die verschiedenen möglichen Gleichgewichtszustände der Atome u. des Äthers unter einander; Wird dieser Gleichgewichtszustand aber gestört, so wird eine vibrirende Bewegung entstehen, die wir Wärme nennen. Die verschiedenen möglichen Vibrationszustände des Äthers bilden die physischen Erscheinungen als: Elektrizität, Licht, Wärme etc. Nach diesem werden

wir nun vor allem die Frage vorlegen.
Was verstehst man unter: Temperatur?
Unter Temperatur verstehen wir die mehr oder
minder heftigen Schwingungen der Aether.
Nach vielen Versuchen fand Redtenbacher, daß
die Temperatur zu schätzen sei, nach der lebendigen
Kraft der schwingenden Aether.
Unter Wärmemenge verstehen wir Physisch
die Aethermenge, die in einem Körper enthalten
ist, oder mit großem Recht die Wirkungsgröße
die dem Schwingungszustande der Aether im
Körper entspricht, od. auch die Wirkungsgröße
die nöthig ist um eine bestimmte Quantität
Aether in einen gewissen Schwingungszustand
zu versetzen.
Unter den Erscheinungen der Wärme haben wir
versucht die Ausdehnung zu erklären, denn
jeder Körper dehnt sich bei einer Erhitzung aus.
Diese Erscheinung hat schon Grund darin, daß
die einzelnen Körperatome von einander entfernt
werden müssen, damit der zwischen ihnen sich befindl.
Aether Platz hat zum Vibriren.
S. 174 sind die verschiedenen Ausdehnungen
fester Körper durch die Wärme in Formeln
u. Tabellen angegeben. Ebenso Seite 175 das
Schmelzen und Sieden der Metalle.
Diejenige Thätigkeit der Wärme, die sie ausübt
um 1 Kil. Wasser um 1° zu erwärmen, nennen
wir als Einheit der Wärme an, oder mit and. Worten
die Wärmeeinheit wird gemessen durch die Wirkungs-
größe die nöthig ist um die in der Einheit des
Wassers enthaltene Aethermasse in einen
Schwingungszustand zu versetzen, der einer Temperatur-
änderung von 1° entspricht
oder auch, wenn man annimmt.

Einheit

$$M(C^2-c^2) = mi(C^2-c^2) = i(mC^2-mc^2)$$

wenn M die Aethermasse die in 1 Kil. Wasser enthalten
ist, C u. c die Schwingungszustände, m die Masse
jedes einzelnen Aethertheilchens, i i dem Umstand
bedeutet, oder wenn wir die Temperaturen mC^2 u. mc^2
durch T u. t bezeichnen $= i(T-t)$, d. h. in Worten.
Die Wirkungsgröße die nöthig um eine Aethermasse M

von Zwischenzustand c in den C zu versetzen ist
H. der Anzahl der Atmosphären mult. mit der Temperatur ausdrückt.

Nennen wir nun i die Anzahl der Atmosphären die in 1 kl Wasser enthalten sind, so nennen wir i (T-t) die Wärmecapacität eines Körpers = w od. w = i(T-t). Ist T-t = 1 so haben wir w = i

Die specifische Wärme von den verschiedenen Körpern gibt also nicht zugleich die Anzahl Atmosphären die in der Einheit enthalten sind.

Ist die specifische Wärme des Wassers = 1, so ist die des Eisens = 0,1, d.h. Es sind in 1 kil Eisen nur der 10s Theil Atmosphäre enthalten von denen des Wassers. Multiplicirt man das Atomgewicht eines Körpers mit der spec. Wärme desselben, so erhält man gewisse Zahlen, die für gleichartige Körper, also zb. für alle Gase gleich sind, diese Zahlen sind also gerade die Anzahl der Atomen; in allen Gasen sind also gleich viel Atomen. Die Dichte Δ der Atmosphäre ist gleich der Wärmecapacität mult. mit dem specifischen Gewicht des Körpers dessen Atmosphäre man sich denkt, also Δ = w.S.

(w.g = i)

Dieses Δ ist in allen Gasen gleich groß.

Nun gibt es 3 Classen von Gasen: die einen verbinden sich chemisch, daß das Volumen des Produkts = dem Volumen der Elemente ist. Die zweite Classe hat ein kleineres Volumen des Produkts als die Summe der Elemente u. bei der dritten ist das Volumen d.P. größer als das d. Elemente. Da nun aber in allen Gasen der Atmosphäre gleich dicht hat, so ist im ersten Fall der Zustand der Atmosphäre geblieben. Im zweiten Fall müßte natürlich viel Atmosphäre entweichen, und da dies mit Zwischengängen geschieht so heißt das die chemische Verbindung der 2 El. von Gasen geht mit Wärmeerscheinung vor sich. Im 3ten Fall muß Atmosphäre aufgenommen werden. Es wird in diesen beiden Fällen eine Temperaturerniedrigung der Umgebung des Gases erfolgen.

Man unterscheidet gewöhnlich Arten von Wärme 1. strahlende und 2. latente Wärme.

Bei der strahlenden Wärme wird Alles die Umgebung fortgeschleudert, indem jedes Zwischengand. Theilchen, seine Umgebung dem nachfolgenden mittheilt.

Mechanisches Aequivalent der Wärme

Vortrag des Herrn M. Person 11 Dez. 1854 in der franz. Academie der Wissenschaften.

Auszug aus der Zeitschrift d. Vereins deutscher Ing. Jahr. 1. S. 60

Denkt man sich 1 cm Luft von 0° unter dem normalen Druck von H kilo pro □m und bezeichnet mit

p ihr Gewicht in Kilo mit

α den Ausdehnungscoefficienten für 1° C.

c die specifische Wärme (der Gewichtseinheit) bei constantem Volumen, so wird wenn man dieser Luft die Wärmemenge pc mittheilt ohne sie zu erlauben sich auszudehnen ihre Temperatur auf 1° und ihr Druck auf (1+α)H steigen. Letzterer wird der Druck in demselben Verh. wachsen, als bei gleichzeitiger Erhöhung und constant: Druck oder Vol. wachsen würde. Denkt man sich nun erst den Raum in welchen der 0m Luft eingeschlossen ist mit einem leeren Raum in Communication gesetzt werden können, so wird wenn dies constant: hergestellt ist und also die Luft ohne äußere Arbeit zu verrichten sich ausdehnt ihre Temperatur ungeändert = 1° bleiben. Und wenn der leere Raum nun größer α cm hätte, so würde ihr Druck wieder um = H werden. – Daß heißt: daß die Luft, wenn sie ohne äußere Arbeit zu verrichten sich ausdehnt, keine Aenderung ihrer Temperatur erfährt ist durch die Erfahrungen von Regnault außer Zweifel gestellt –

Denkt man sich nun einen zweiten cm Luft von 0° unter den Druck H und theilt diesem cm während sie die Luft unter dem Druck H in geschlossenen Raum eine Wärmemenge pC mit (wobei unter C die specifische Wärme bei constantem Druck verstanden ist) so erhält man 1+α cm Luft von 1° Wärme unter den Druck H gerade so wie zuvor, nur gleichzeitig nur die geringere Wärmemenge pc mitgetheilt wurde. Aber im ersten Falle ist

Seine äußere Arbeit verrichtet worden, während im zweiten bei der Ausdehnung gegen die Spannung H die Arbeit

$= \alpha H$ Kilometer.

verrichtet worden ist, was man leicht einsieht, wenn man das durch die Ausdehnung hinzugekommene Volumen als eine cyl. Säule von 1 □m Querschnitt α m Länge sich vorstellt.

Daraus nun, daß die beiden Luftquantitäten im Anfangszustande identisch waren und wir auch im Endzustande sind, muß man schließen, daß die überflüssige Wärmemenge $p(C-c)$ im zweiten Falle gerade dazu verwendet worden ist die Arbeit αH zu verrichten. Daß also diejenige Arbeit $= A$ welche die Ausdehnung irgend einer Flüssigkeit die Wärmemenge $=1$ verrichten kann d. h. das mechanische Äquivalent der Wärme daß aus Druck läßt sich

$$A = \frac{\alpha H}{p(C-c)} \text{ Kilometer.}$$

Nach Regnault ist $\alpha = 0{,}00367$

Höhe der Quecksilbersäule $C = 0{,}2377$

1 m Luft $\times$ 0,76 m Höhe $p = 1{,}293$

bei 0° als $H = 13596 \cdot 0{,}76 = 10333$ Klo,

da nach Regnault die Dichtigkeit des Quecksilbers bei 0°, 13,596 ℔ groß ist und die der Kgell. Wasser im Zustande der größten Dichte (4° C) und 1 cm Wasser wiegt 1000 Kl wiegt. — Was die Laplace'sche Formel für die Fortpflanzungsgeschwin. v der Schallwellen in der Luft betrifft, welche im Gegensatze zu dem wenig zuverlässigen Verfahren von

Clement & Desormes gegenwärtig allgemein als sichere Grundlage zur Berechnung der Constanten c angesehen wird, so ist dieselbe folgende

$$v = \sqrt{\frac{C}{c}} \cdot \sqrt{\frac{gh}{D}}$$

wo g Beschl. der Schwere, h die Höhe der der Druck messenden Quecksilbersäule, D die Dichtigkeit der Luft im Vergleich mit Quecksilber = 1 bedeuten.

Die Coefficient $\sqrt{\frac{C}{c}}$ in dieser Formel rührt daher, weil wir Luftplatten durch Streichen in der verdünnten Theilen eine Zusammendrängung der Zweigarten stattfindet, wodurch der Unterschied der Spannkräfte in der Wellenthälfte und damit auch die Fortpflanzungsgeschwindigkeit größer wird. Setzen wir in diese Formel $g = 9{,}809$ $h = 0{,}76$ $D = \frac{1{,}293}{13596}$ und entsprechen der mit Vorsicht vorgenommenen Versuchen gemäß $v = 333^{m}$ so findet man $\frac{C}{c} = 1{,}414$ also $c = \frac{0{,}2377}{1{,}414} = 0{,}1681$ endlich durch Substitution der Werthe in obiger Person'schen Formel

$$A = \frac{0{,}00367 \cdot 10333}{1{,}293 \cdot 0{,}0696} = 421{,}4 \ \frac{\text{Kilom}}{}$$

dies ist die mechanische Kraft der Wärmeeinheit welche 1 Kilo Wasser auf 1° zu erhitzen vermag. — Bei der großen Verschiedenheit der Versuchsresultate für die Größe A von welchen Person die folgenden aufführt

Mayer — 360 Joule — 427
Laboulaye — 110 d'Estocquois — 175

scheint es das beste einstweilen den gefundenen A = 421,4 den Vorzug zu geben.

P. de Quintus Icilius fand das mech. Aeq. d. Wärme mit Hülfe der Erscheinung, welche geschieht wenn eine Leitungsdraht elektr. Wärmemenge, der

Stromintensität und der Leitungsmittel stattfindet = 399,7 Kolom.
A. Tarr hat seiner Ohm. gem. Gesetz neu benützt und die Werthe 426 und 464 der Constanten A abgeleitet

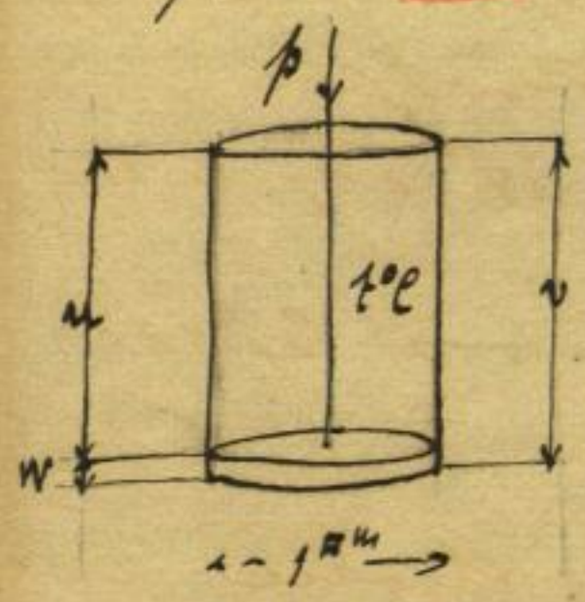
Siehe Zeit. d. Ver. deutsch. Ing. Jahr. 1. Seg 320

Vergleiche weiter:
Grundzüge der Mechanischen Wärmetheorie
von Dr. Gust. Zeuner
Leipzig. Verlag v. Arthur Felix 1865.

worin
das Arbeitsequivalent der Wärmeeinheit = 424 Metrokilo. angenommen wird.

Mechanisches Wärmeequivalent $\frac{1}{A} = 424$

denkt man sich (nach Zeuner) in einem Cylinder von 1 □m Querschnitt 1 kg Wasser durch einen Kolben von oben abgeschlossen



auf welchen ein Druck p von außen wirkt, so wird bei Wärmezufuhr von unten zunächst das Wasser auf die zu p gehörige Siedetemperatur t gebracht und dann gesättigter Dampf von derselben Temperatur erzeugt, welcher den Kolben nach oben drückt, bis zuletzt das gesamte Wasser im gesättigten Dampf verwandelt ist.

Die zur Hebung des Kolbens verbrauchte Wärme heißt latente oder gebundene Wärme. Die vom Kolben verrichtete Arbeit ist = p.u.

Die gleichwertige verbrauchte Wärmemenge verschwindet als Wärme, sie wird in Arbeit umgesetzt.

Es bleibt nur die Dampfwärme, welche Zeuner in Flüssigkeitswärme und innere Verdampfungswärme (zur Veränderung des Aggregatzustandes) scheidet.

In der Slingmann'schen Tabelle (Civ. Ztg 1874 pg 447) sind diese Wärmemengen getrennt angegeben.

Ist A das Wärmeäquivalent der Arbeitseinheit $\left(=\frac{1}{424}\right)$ so ist die in Arbeit umgesetzte Wärme = A.pu

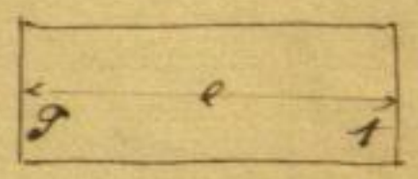
Die Flüssigkeitswärme ist nach Regnault

$$q = t + 0{,}000021\,t^2 + 0{,}0000003\,t^3 \qquad t = 1^\circ \quad q = 1{,}0000203 \text{ Cal}$$

Bezeichnet man die innere Verdampfungswärme mit ϱ so ergibt sich die Gesamtwärme $\lambda = q + \varrho + A.pu$.

Diese Gesamtwärme hat Regnault durch sehr exakte Versuche gefunden $\lambda = 606{,}5 + 0{,}305\,t$

Clement & Desormes



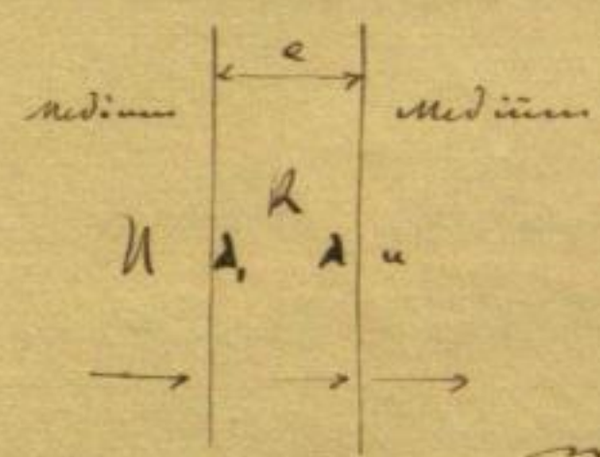
Liegt nun zu einem Ende eines Körpers von der Länge l und von Querschnitt Ω eine Temperatur T, ferner so wird in den andern Ende eine geringere Temperatur t einstreten und es wird per 1" durch den Körper eine Wärmemenge

$$W = k \cdot \frac{\Omega (T-t)}{l}$$ durchgehen. k bedeutet hierin das Wärmeleitungsvermögen des Körpers

F oder die Wärmemenge die per 1", per Ω=1 und per T-t=1 in l=1 durchgeht.

Die Wärmemenge die aus einem Medium von der Temperatur U in ein anderes Medium von der Temperatur u durch einen Berührungsfläche Ω übergeht ist $W = \lambda \cdot \Omega (U-u)$ wenn λ das

r vermögen Wärmeübergangs[1] der Wärme aufnehmenden Mediums bedeutet.



Die Wärmemenge die durch einen Medium durch einen Körper in ein anderes Medium eindringt ist

$$W = \frac{\Omega (U-u)}{\frac{1}{\lambda} + \frac{1}{\lambda_1} + \frac{l}{k}}$$

wenn λ und λ_1 die Wärme ein- und austrittsvermögen des Körpers, U u die Temperaturen der Medien, und k ein Coefficient der Durchlässigkeit des Materials des Körpers abhängt.

F k ist demnach das wahre Maß für das Wärmeleitungsvermögen von Körpern.

In der leitenden Wärme hingegen wird nicht blos eine Bewegung fortgepflanzt, sondern es geht der Äther selbst fort.

Während der Ofen durch seine strahlende Wärme die Aetherthäilchen der Luft nahe an ihm in Bewegung versetzt, gelangt die Bewegung bis an das Fenster, in welchem dann die Aetherthäilchen ebenfalls anfangen zu schwingen und dann in die äußere Luft übergehen also durch die leitende Wärme der Glasplatte geht der schwingende Aether d. h. die Wärme verloren.

Was der Heizkraft der Brennstoffe.

Wärmequellen sind alle Umstände, die eine heftige schwingende Bewegung im Aether hervorbringen können. Solche mechanische Ursachen sind z. b. Hämmern, Comprimieren etc.

Eine zweite Wärmequelle ist die Sonne die wir als Wärmequelle für unsern ganzen Weltbau ansehen können. Eine direkte Benutzung der Sonnenwärme ist in der Technik von keiner großen Bedeutung.

Eine dritte Art von Wärmequellen sind viele chem. Verbindungen, besonders bei den Verbindungen mit Sauerstoff d. h. bei dem Verbrennung solcher Körper heißt man: Brennstoffe.

Diese Brennstoffe nehmen fast alle von organischen Substanzen her. Holzkohlen, Steinkohlen, Torf welche alle aus Pflanzen gebildet worden.

Wenn Kohle verbrennt so verbindet sich C zu CO^2 Außerdem ist aber noch H in der Verbindung. Dieser H, wenn er noch nicht zu H_2O verbrannt ist verbrennt dann mit der Kohle und es bildet sich $CO^2 + H_2O$ als Wasserdampf. Bei der Verbrennung von H zu H_2O wird ein gewisses Mal Wärme frei, es ist daher gut ein verbrannten Wasserstoff in den Brennstoffen zu haben.

In den Steinkohlen ist ein Theil des H schon als H_2O enthalten dieser kann also nicht noch einmal verbrennen werden, d. h. er gibt keine Wärme mehr ab. Allein der übrige Theil der noch unverbr. darin enthalten ist, gibt bei seiner Verbrennung Wärme frei. Die Heizkraft eines Körpers ist also die Wärme die der C und das unverbr. H, bei ihrer Verbrennung

$W = k \cdot \frac{\Omega (\vartheta - t)}{l}$

k drückt aus die Wärmemenge die durch einen Stab von Querschnitt $\Omega = 1$, l – lange = —— 1 und Temperatur-unterschied der Enden $\vartheta - t$ = —— 1° durchgeht

k ist dann das Maß für das Wärmeleitungsvermögen von Körpern.

$W = \lambda \Omega (\vartheta - t)$

predicirem.

Zur vollständigen Verbrennung der Kohle ist nöthig daß alles C zu CO^2 und alles H zu HO verbrennt da aber 100 Kohle zusammengesetzt ist aus 28 C u. 72 O und Wasser aus 11 H u. 88 O, so braucht man in einer gem. Menge Kohle zu verbrennen eine ganz bestimmte Menge O, d.h. eine genau bestimmte Menge atmos. Luft. od. mit andern Worten. Man braucht so viel atmos. Luft zur Verbrennung von Kohle um alles C in CO^2 und H in HO zu verwandeln.

Die beim Athmen Athmung hängt aber nicht von der Wärmeentwicklung ab, sondern, wenn man ätzende Luft zu treten läßt, so wird dieselbe Wärmeentwicklung entwickelt, allein, dann ist die Wirkung auf eine großen Luftmasse verbreitet, die Temperaturen werden daher schwächer sein, d.h. die Temperatur wird niedriger sein.

Die Athmung hat also blos scheinbar auch die Temperatur nicht auch die Wärmeentwicklung.

Sind es sich darum eine sehr hohe Hitzegrad zu erzeugen, so muß die Verbrennung bei der kleinsten Luftmenge die nöthig ist stattfinden.

Von Wasserdampf.

Die Physiker sagen um Wasser von 0° in solches von 100° zu erhitzen braucht man 100 Wärme einheiten und um Wasser von 0° in Dampf von 100° zu verwandeln braucht 650 Wärme einheiten nöthig und doch gibt das Thermometer blos 100° an. Es sind daher 550 Wärmeeinheiten nöthig genommen um Wasser von 0° in Dampf von 100° zu verwandeln. Diese 550° sind aber in dem Dampf gebunden, latent.

Wir müssen das aber näher ansehen u. sagen

Im Wasser von 0° haben die Atome eine gewisse Gleichgewichtsgruppirung, die den Aggregatzustand bedingt, und der Aether hat darin einen gewissen Spannungszustand.

Im Dampfzustande haben die Atomen eine andere gewisse Gleichgewichtsgruppirung, die Atome sind weiter von einander, denn der Dampf nimmt ein viel größeres Volumen ein. Und dann ist der Spannungszustand der Aether ein höherer. Wenn also Wasser in Dampf zu verwandeln, ist nicht blos der Spannungszustand

Da nun 1 Gew. C bei Verbrennung in CO^2 — 7050
und 1 Gew. H " " in HO — 22125
Wärmeeinheiten entwickeln so ist die
Heizkraft irgend eines Brennstoffes der
R Gew. Kohle, H Gew. Wasserstoff und O Gew.
Sauerstoff enthält

$$H = 7050 . R + (H - \tfrac{1}{8} O) . 22125 =$$
$$= 7050 R + 22125 H - 2766 O$$

Diese Werte 180 Resultate v. Rechenbacher

Regnault fand die Wärmemenge $= a + bt$ und seine Versuche sind mit so außerordentlicher Genauigkeit angestellt, daß seine Regel jedenfalls die beste ist.

der Wärme zu verändern, sondern es sind die Atome auf von einander zu entfernen, es geschieht eine Abstossung der Molekule, 100 Wärme einheiten sind nöthig um den Aggregatzustand zu verändern, dieses wird durch das Thermometer gemessen. Für 550° aber die nöthig sind um die Molekule des Wassers von einander zu entfernen, die bei gewöhnlichen Temperaturen der Wasser fehlen, können daher auch nicht auf das Thermometer wirken.

Allgemein gilt die Regel: die Wärmemenge welche nöthig ist, um 1 Kil. Wasser von 0° in Dampf von beliebig t° zu verwandeln ist constant = 650 W. Dieser Satz hat zuerst Watt aufgestellt.

Clement

Aus mehreren Versuchen ergiebt sich Wärmemenge fast nicht 650 sondern 550 + t. Bei t = 100° stimmen beide Regeln überein. Und da wir es meistens von Dampf zu thun haben der nahe 100° immer besitzt, so wäre diese Ungenauigkeit für die Praxis von keiner Bedeutung. Allein der Theorie halber wegen war es doch wünschenswerth es zu wissen. Die Versuche mit Wasserdämpfen in Frankreich bestätigen Watts Regel vollkommen. Was es hat auch ziemlich natürlich, denn im Augenblick der Entstehung hat der Dampf doch immer die Temperatur 100°.

~~Regnau~~ Pambour.

Bei dem Dampfe kann man zu unterscheiden: Temperatur, Spannkraft, in dieser in dem nächst die Wärmemenge die zur Produktion nöthig war. Die Temperatur messen wir mit den 100 grädigen Thermometer.

Die Dichte der Dämpfe wird gemessen durch das Gewicht einer gewissen Volumen Dampfes. Wir wählen dazu das Gewicht eines C^cm Dampfes. Wir nennen hier natürlich immer blos Dämpfe die nur soviel Wärme enthalten, als zu ihrer Existenz als Gas nöthig ist.

Die Spannkraft der Dämpfe kann auf verschiedene Art gemessen werden. 1. Indem man die Höhe der Quecksilbersäule angiebt, die die Spannkraft des Gasgemisches zu halten vermag, oder 2. Indem man die Zahl angiebt, wieviel mal größer der Druck der Dämpfe auf 1 □^cm drückt, als die Atmos. Luft. Drückt der Dampf 2 mal so stark, so sagt man, der

Dampf hat 2 Atmosphären Spannkraft.
Oder Wollte man die Spannkraft ausgedrückt werden, durch den Druck p 1□ cent. In der Regel werden wir diese letztere Art wählen.
Der Druck der Dampfes von 1 Atm entspricht 1,033 Kil p 1□ cm
Diese 3 Dinge. Temp. Spannkr. u. Dichte stehen nun in ganz bestimmten Beziehungen zu einander; die durch zahlreiche Versuche sehr genau erforscht wurden. Sehr genau aber die Resultate der Versuche bei allen Gasen stimmen überein, so verschieden sie auch durch die Formeln, durch die sie ausgedrückt werden, die Beziehungen aus gedrückt haben. Redtenbacher hat S. 179 die Formel der fr. Versuche aufgenommen u. S. 180 die Versuchsresultate aufgestellt. Diese Beziehungen wurden gefunden u. beobachtet, indem man kleine Versuchs Dampfkessel construirte, diese zum Theil mit Wasser füllte und diese bis zum Dampfen erhitzte. Nun wurden von Zeit zu Zeit immer 3 Dinge gemessen. Temperatur des Wassers u. die zugehörige Temperatur des Dampfes durch Thermometer. Die Spannkraft entweder durch ein Sicherheitsventil oder genauer durch die Höhe der Quecksilbersäule.
Diese Beobachtungen die einander correspondiren, müssen mit der Beobachtung immer in der selben Beziehung gemacht. Die Dichte des Dampfes macht man dadurch, daß man zuerst einen Kolben von gegebenem Volumen mit Dampf füllte dann das den Dampf condensirte und das Gewicht dieses Wassers wog —
Alle Wärme, die fortwährend Leitung, als auch durch Strahlung in den Kessel eindringt, macht nun Dampfbilden. So lange Wasser daß nicht indessen auf dem schon gebildeten Dampf sitzend. Indem sich nun immer mehr Dämpfe im Kessel ansammeln, wird natürlich die Dichte des Dampfes größer gleichzeitig tritt aber auch eine höhere Temperatur ein, die gerade dazu nöthig ist um den Dampf als Gas von der Spannung zu erhalten, was man leicht nachweisen kann, indem man den Dampf durch Abkühlung Wärme entzieht, wodurch sogleich eine Condensation zu Wasser eintritt.
Drückt man an dem Kessel einen Stiefel mit einem Kolben an, und comprimirt man nun den Dampf durch eindrücken des Kolbens, so wird nicht etwa die Spannkraft des Dampfes erhöht, sondern dieser Compr:

F Dieser comprimirte Dampf enthält aber nicht mehr Wärme, als zu seiner Existenz als Dampf absolut nöthig ist, und jede geringste Abkühlung wird Condensirung zur Folge haben.

Ebenso verhält sich Kesseldampf von hoher Spannkraft beim Ausdehnen in einem Gefäß das absolut gegen Wärmeverlust geschützt ist. Dampf bleibt beim Ausdehnen immer noch Kesseldampf von höchst seiner Temperatur, Dichte und Spannung nimmt in dem Maße zu wie es die Tabelle Seite 182 Res. angibt.

Ein cub.m Dampf von 4 Atm. hat 145° Temperatur 41320 Kilo Druck pr □m und eine Dichte von 2,1 Kilo. Wird dieser Dampf auf 2 cbm ausgedehnt, so bleibt derselbe immer noch Kesseldampf und zwar hat derselbe dann eine ~~Temperatur~~ Dichte = 1,1 eine Spannkraft = 2 Atm. = 20660 Kilo per □m und eine Temperatur = 121°.

Wird ein Volumen Dampf = V von der Temper. t, Dichte δ und Spannung p von außen abgekühlt bis seine Temper = t₁, Dichte = δ₁ und Spannung p₁ wird, das Volumen aber dasselbe bleibt, so ist das Gewicht des jetzigen Dampfes = (α + βp₁) V und die condensirte Wassermenge ist = der Differenz der Gewichte des früheren und des jetzigen Dampfgemisches also

$= (\alpha + \beta p) V - (\alpha + \beta p_1) V = V \beta (p - p_1)$ und da das Wasser aber falls t_1° Temperatur hat so ist die dem Dampf entzogene Wärme =

$V \beta (p - p_1)(650 - t_1) = W.$

nicht blos condensiren.
Läßt man aber einen Raum Dampf ein strömen, und schließt diesen dann durch Hähne von Kesselab in comprimirt man so vergrößert sich die Dichte, die Temperatur wird erhöht, und die Spannkraft nimmt zu. Wird dieser abgeschlossene Dampf mehr erhitzt, so erhält er dann eine größere Temperatur als zu seinem Aggregationszustand nöthig wäre, man sagt der Dampf ist überhitzt. Solcher Dampf befolgt dann dieselben Gesetze, wie alle permanente Gase, die Gesetze von Gay Lussac. Comprimirt man überhitzten Dampf, so befolgt er das Mariotte'sche Gesetz von perm. Gasen. Der Unterschied zwischen überhitzten Dampf und perm. Gase und zwischen gewöhnlichem Wasserdampf ist also der, daß die letzten durch Abkühlen nicht flüssig, und der Dampf durch Abkühlen flüssig wird.

Der Dampf verdankt sein Aggregationszustand einem Schmelzungszustand der Theilchen und wenn dieser vernichtet wird, so ändert sich dieser Aggregationszustand während die perm. Gase ihren Aggregationszustand bei der Entfernung der Molekule verdanken. Diese also durch Abkühlen nicht flüssig werden können.

Hat das in Dampf zu verwandelnde Wasser die Temp. t so sind nur noch 650 - t Wärmeeinheiten nöthig um Dampf daraus zu bilden.

Die Wassermenge, die nöthig ist, um 1 Kil Dampf bei zu einem gew. Grade zu condensiren findet man folgend: Ist t die Temperatur des Wassers das eingespritzt wird, u q Kilo seien eingespritzt. Ist ferner T die Temperatur des Wassers nach dem Condensiren so ist, wenn wir blos das Wasser nehmen, das eingespritzt wurde, die Wärmeaufnahme des Wassers = q(T-t) der Dampf hat verloren 650 - T demnach ist $q(T-t) = 650 - T$ u $q = \frac{650-T}{T-t}$. (genau richt.)

Die Anwendung der Wärme auf die mannigfaltigen Producte der Industrie wird auf später verspart. Wir gehen daher sogleich zu den Feuerungsanlagen selbst über, u sehen zuerst von den Grundsätzen auf welche die Feuerungsanlagen beruhen, von dem Feuerherd sowohl, als auch von der Wirkung des Kamines auf das Verbrennen der Brennstoffe.

Vor Wärmeverlust absolut zu schützen

F

Von den Heizeinrichtungen.

1. Grundsätze aufzustellen die Heizeinrichtungen betreffen.

Bei jeder Heizeinrichtung muß beobachtet werden.

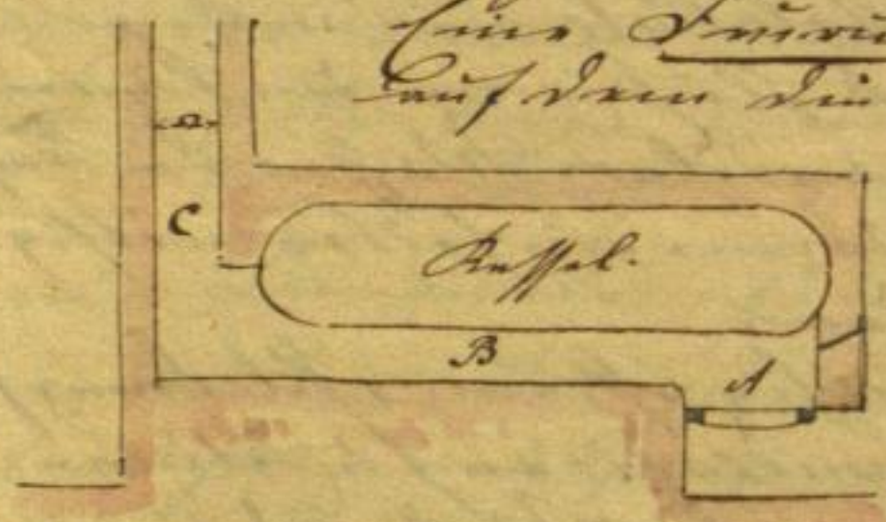
1. Die Ökonomie des Brennstoffes. d.h. es muß zu einem vorgesteckten Resultat der geringste Brennstoffaufwand verbraucht werden.

2. Die Wärme muß in größt möglichster Menge auf die zu erwärmenden Körper gebracht werden.

Es einfach diese Bedingungen zu beim Scheinen, so wird sie dennoch stellen sich ihrer Realisirung entgegen.

Zur ersten Bedingung d.h. zur vollständigen Verbrennung ist nöthig, daß dem Feuerherd eine hinreichende Quantität Luft zugeführt wird.

Dazu bilden den Canäle eine das erste Mittel. ein zweites sind die mechanischen Vorrichtungen, durch die, die Luft entweder in den Heizraum eingeblasen od. aufgesogen wird. Man könnte die Canäle zu der 2te Classe nehmen.



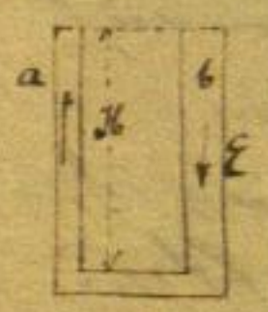
Eine Feuerung besteht: 1. In dem Feuerherd auf dem die Verbrennung stattfindet

2. In den Canälen B, durch die, die heißen Gase dahin geleitet werden, wo sie ihre Wärme abgeben sollen, also hier unter den Rauch des Rostes.

Und 3. Aus dem Canäle. C, das die Menge Luft bedingt, die zugeleitet wird.

Die erste Frage, der wir hier begegnen, ist Wie muß das Canälsystem eingerichtet sein, damit es eine genügende Menge Luft zuleitet.

Zu dieser Beantwortung mit den wir folgende Betrachtung machen: In dem Canäle wird das entweichende Gas immer noch einen ziemlich bedeutenden Temperatur besitzen, also natürlich auch ein geringeres sp. Gewicht hat, als die atmosph. Luft. Oder durch bei stehende Zeichnung verdeutlicht, wenn H die Höhe der Canäle ist, so deutet a mit dem Gewicht der Gassäule i b mit dem größeren Gewicht der atmosph. Luftsäule H. So wird demnach



Nachtrag.

Wenn 1 Kilo Kohle in CO verbrannt wurde 3500 Wärmeeinheiten, wenn C in CO^2 verbrannt 7000 Wärmeeinheiten entwickelt (7050)

1 Kilo Wasserstoffgas zu Wasserdampf verbrannt entwickelt 22000 Wärmeeinheiten (22125)

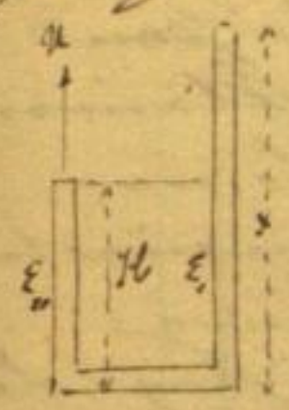
die Heizkraft irgend eines Brennstoffes ist
= der Wärmemenge die durch vollk. Verbr. des C in CO^2
+ der " " " " " " " des freien
H in H^2O entwickelt wird

Holz enthält 51% Kohle und keinen freien H
wonach die Heizkraft = 0,51.7000 = 3500 Wärmeeinh.

Die Temperatur der Gase die sich beim Holzverbr. entw.
ist sehr gering, da die Masse der Gase sehr groß ist
Man muß daher um hohe Temperaturen zu erzeugen
das Holz vorher verkohlen

Um 1 Kilo Steinkohlen zu verbrennen braucht
man 12 Kilo Luft, praktisch aber 22–24 Kilo
da viel Luft unverbrannt im Camin steigt.
Was zur Folge hat daß zwar die entwickelte
Wärmemenge dieselbe ist, aber auf eine
viel größere Gasmasse vertheilt ist, d.h. daß
die Temperatur der entweichenden Gase viel
geringer ist, als sie bei einer guten Verbrennung
mit nur 12 Kilo Luft (der kleinst möglichen Luftmenge)
erzielt würde.

die Luft in den dazwischenliegenden Heizraum mit einem Druck eingepreßt, der der Differenz der beiden Gewichte der Drucksäulen entspricht.



Denken wir uns nun statt der ebenen Luftsäule von der Höhe H eine Luftsäule von der Höhe x, die mit demselben Gas wie der Camin gefüllt ist, und denselben Druck, wie die ebenen Luftsäule H ausübt, so haben wir jetzt in beiden Röhren homogene Luft und ist nun T die Temperatur dieser homogenen Caminluft, u ist t die Temperatur der ebenen Luft, u γ das spez. Gew. der Gases in der Camin Luft. (= 1,299)

so ist das Gewicht 1 cbm Gas $\frac{\gamma}{1+\alpha t}$ bei t Temperatur

u . . . . . $\frac{\gamma}{1+\alpha T}$ bei T Temperatur ($\alpha = 0,0375$ Ausdehnungscoefficient des Luft)

Gewicht der Luftsäule ε = Gew. von ε' d.h.

$$\frac{\gamma}{1+\alpha t} \cdot H = \frac{\gamma}{1+\alpha T} \cdot x \text{ od. } x = H\left(\frac{(1+\alpha T)}{(1+\alpha t)}\right)$$

die Geschw. U, mit der das Ausströmen im Camin erfolgt ist. $U = \sqrt{2g(x-H)} = \sqrt{2g\left(H\left(\frac{1+\alpha T}{1+\alpha t}-1\right)\right)} = \sqrt{2gH\left(\frac{\alpha(T-t)}{1+\alpha t}\right)}$

Die per 1 Sec ausfließende Luftmenge dem Volumen nach gemessen $L = \Omega U = \Omega\sqrt{2gH\frac{\alpha(T-t)}{1+\alpha t}}$

Sei ω = Minimum der Querschnitte im Rost, durch die die Luft ein strömt, so für den man sieht γ ev. die Geschwindigkeit, mit der die Luft in den Rost ein strömt:

$\omega y(1+\alpha t) = \Omega U(1+\alpha T)$ = Gew. der ausströmenden Luft. (Genau ist dies nur der Fall, wenn die ausströmende Luft ist um das Gewicht der aus dem Brennstoff entwickelten Gase ($\frac{1}{n}$) größer)

$$\text{hieraus } y = \frac{\Omega U}{\omega}\left(\frac{1+\alpha T}{1+\alpha t}\right)\sqrt{2gH\left(\frac{\alpha(T-t)}{1+\alpha t}\right)}$$

Diese Formel ist absichtlich nicht ganz genau, da wir nicht alles berücksichtigt haben, was eigentlich zu berücksichtigen ist. Wir haben erstens vernachlässigt den Wärmeverlust beim Aufsteigen im Camin. Berücksichtigt man diesen Umstand so sehen wir daß das Material des Camins nicht einerlei ist, sondern es soll ein schlechter Wärmeleiter sein. Zweitens haben wir vernachlässigt

Der Reibungswiderstand in den Canälen und im Canine setzt sich im Canine Ruß an, daher diese von Zeit zu Zeit abgesetzt od. abgezogen werden müssen. Dieser Reibungswiderstand ist bei weiten Canälen im Verhältniß kleiner als in engen. Der Ruß setzt sich bei weitern Canälen weniger stark an als bei genannten die ersteren sind also in dieser Beziehung besser. – Drittens haben wir vorzüglich den Umstand, daß die Luft bei ihrem Durchgang aus von kleinen Gefäßen in großen, von großen Räumen in kleinen geleitet wird. Dieser Umstand bewirkt eine Verminderung des Zugs hervor.

Man könnte diese Dinge auch in die Rechnung bringen, allein dann hat man es mit einem ganzen System von Gleichungen zu thun, und es ist den Zweck für die Praxis dieses von keinem Nutzen. Denn macht man die Canäle, sowie das Canin nicht zu eng, setzt das Canin gleichzeitig, setzt in gehöriger Ordnung, so gibt es eine gute Heitzung. Uebrigens davon wird später noch gesprochen werden.

Bei einer guten ökonomischen Heizung ist es eine weitere Bedingung, daß die Luft mit der möglichst geringsten Temperatur in das Canin eintritt. Das ist aber in den meisten Fällen sehr schwierig und ganz vortheilhaft kann man es nur da die Wärme benützen, wo man mit sehr geringer Wärme noch Wirkungen hervorbringen kann, wie z. B. bei Salinen. Oft ist die Benützung der Temperatur erlaubt. allein bei Dampfmaschinen, wo hier aber sehr hoch ist, ist diese Benützung nicht vollständig. Noch gar bei Hochöfen wo die Temperatur im Ofen enorm ist z. B. 1500 - 1700°, muß das Gas im glühenden Zustand entweichen, wegen man es nicht noch weiter zu benützen wenn den Raum.

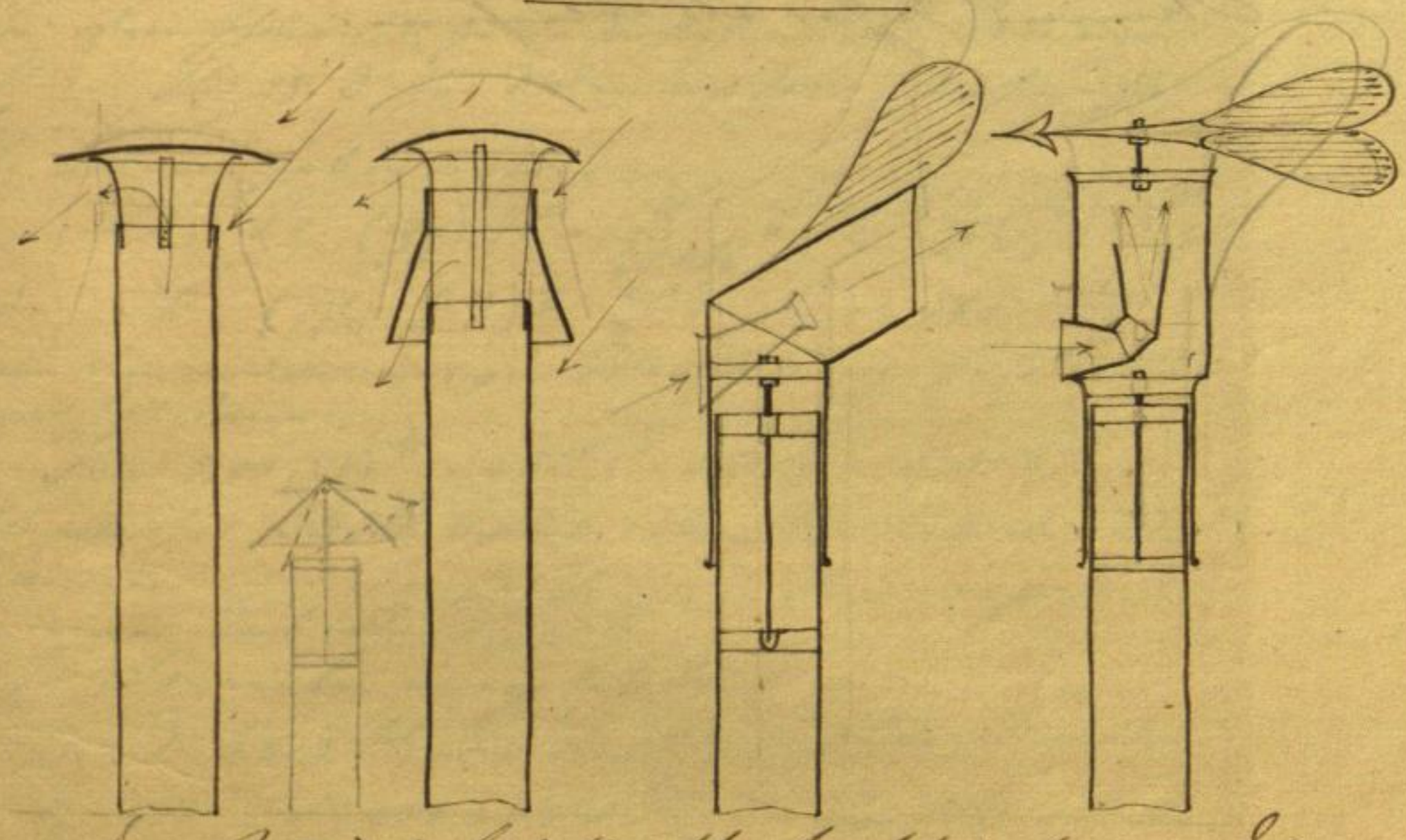
Wir haben gefunden für $U = \sqrt{2g\frac{\alpha(T-t)}{1+\alpha t}} \cdot VK$

In allen Fällen, wo Tät nicht mehr findet, kann man den Factor $\sqrt{2g\frac{\alpha(T-t)}{1+\alpha t}}$ als Constant ansehen und schreiben $U = E\,VK$ und also auch $L = E\,\Omega\,VK$.

Da nun diese Luftmenge proportional

Nachtrag.

Einrichtungen in den Canälen und Kaminen haben nur geringen Einfluß auf den Zug, und müssen schon sehr beträchtlich sein bis eine merkbare Zugvermehrung eintritt. Aus denselben Grunde kann man sich bei niederen u. weiten Kaminen gegen Windstörungen schützen ohne merklich an Zug zu verlieren, indem man oben eine Verengung durch einen Winkel hervorbringt, und dadurch die kalte Luft verhindert von oben auf die einen Seite im Kamin zu treten.



Der Wind bläst oft schräg in die Kamine herab, was dieselben nicht nur ihres Zuges ganz verlieren lassen, sogar den Rauch in die geheizten Räume zurückblasen. Solche nachtheilige Wirkung zu vermeiden und wo möglich die Kraft des Windes zum Aufsaugen noch zu benützen dienen obige — Windfänge. —

Nachtrag.

1. Aus der Gleichung $\Omega = \frac{L}{\mathfrak{A}\sqrt{H}}$ oder $L = \Omega . \sqrt{H} . \mathfrak{A}$. sehen wir daß der Querschnitt der Kamine eine viel wichtigere Rolle als die Höhe derselben ist denn bei 4facher H wird L nur doppelt so groß, während bei 4facher $\mathfrak{A}$, L ebenfalls 4 mal so groß wird. Der Querschnitt giebt demnach mehr aus als die Höhe. Auch wegen der Abkühlung der Gase ist es schon gut die Kamine nicht zu hoch zu machen.

Wegen der Abkühlung sind steinerne Kamine besser als Blechene.

der Brennstoffmenge, oder auch nach zu den Pferdekräften der Maschine, so kann man setzen:

$L = 132\,N = 11\,h = 22\,P$, welche Resultate aus der Erfahrung genommen wurden.
(h = Sohlmenge in Kil per Stunde)
(P = Reinkohlenmenge in Kil p. Stunde)

Man findet ferner

$$\Omega = \frac{L}{El\,VH} = \frac{132}{El} \cdot \frac{N}{VH} = \frac{11}{El} \cdot \frac{h}{VH} = \frac{22\,P}{El\,VH}$$, woraus

man Ω ersehen kann, wenn H angenommen ist. Dieses El ist ebenfalls aus der Erfahrung genommen worden u. Redtenbacher hat gefunden:

$El = 1848$ (S. 183.) Es ist demnach

$$\Omega = \frac{N}{14\,VH} = \frac{P}{84\,VH} = \frac{h}{168\,VH} = \frac{L}{1848\,VH}$$

Bei den Öfen u. guten bestehenden Kaminen ist $H = 25 \cdot d$ wo d den mittleren Durchmesser bezeichnet.

Dann haben wir

$$\Omega = d^2 = \left(\frac{d}{H}\right)^2 H^2 = \frac{L}{El\,VH} \text{ u. } H^{\frac{5}{2}} = \frac{1}{El}\left(\frac{H}{d}\right)^2 \cdot L$$

oder $H = \left(\frac{1}{El}\left(\frac{H}{d}\right)^2\right)^{\frac{2}{5}} \cdot L^{\frac{2}{5}}$ Seite 183 sind nun die numerischen Werthe eingeführt und man hat dann:

$$H = 5{,}03\,(N)^{\frac{2}{5}} = 2{,}43\,(P)^{\frac{2}{5}} = 2{,}90\,(h)^{\frac{2}{5}} = 0{,}65\,(L)^{\frac{2}{5}}.$$

Ebenso hat Redtenbacher die Mauerdicken der Kamine aus der Erfahrung zusammengestellt in einer Tabelle S. 184.

In Formeln ausgedrückt ist:

$d_1 = d - 0{,}013\,H$; (unten Weite $= d$), (oben Weite $= d_1$)

$e_1 = 0{,}18$, $e = 0{,}18 + 0{,}015\,H$ = unten Mauerdicke.

Für die Fundamentirung der Kamine ist zu bemerken, daß hier die allgemeinen Gesetze der Fundamentirungen gelten.

Regeln für die Dimensionirung der Fundamente finden sich S. 184 u. Taf. XIX in den Resultaten.

Die Querschnitte der Kamine können rund, eckig od. Polygonal gemacht werden. Wegen der Reibung im Kamine sind die runden Kamine die besten, allein denn sie haben beim geringsten

Umfang den größten Querschnitt, allein
wir vernachlässigen sie doch, denn diese Unterschiede
der Reibungen ist erstens sehr klein und für die
Praxis von keiner Bedeutung. Dann sind aber
die mit den Canälen verbundenen Schwierigkeiten
Wir machen daher die Canäle 4eckig od. Polygonal.
und zwar entweder ▢ oder 8eckig.
Da in der Praxis die Materialien der Canäle nicht
stetig abnehmen kann, da man nicht Raum von
verschiedenen Querschnitten hat, so gibt man den
Canälen entweder Absätze od. innen Absätze.
Die letzteren sind besser, da sie innen glatt sind.
Diese werden bei gr. Spannungen angewendet.
Die letzteren macht man für Fabriken. Hier ist ab-
der kleine Nachtheil, daß im Canal plötzlich Gase
verdünnen der Luft stattfinden, die den Zug
vermindern; diese Verminderung ist aber auch für
die Praxis von keiner großen Bedeutung.
Mit solchen Canälen wird man in allen Fällen
nicht auskommen. Zb. bei Locomotiven, wo die Brennstoff-
fläche so groß ist und der Widerstand der Luft beim
Durchgehen so enorm, würde man mit keinen
Canälen von nicht zu hohen Dimensionen auskommen.
Doch muß man mit den Zug auf andere Weise bemitteln
Bei allen kleinen Fällen, wie sie in der Technik
vorkommen, wird man fast überall mit Canälen
auskommen. — Betrachten wir nun den Rost und
Feuerherd, so begreifen wir leicht, daß von diesen
die vollständige Verbrennung lediglich abhängt, was
eine sehr wichtige Sache ist.
Es ist klar, daß es gut sein wird, daß das Verbrennen
mit der kleinstmöglichsten Lüftung stattfindet,
damit eine hohe Temperatur eintritt.
Ist Wärmeeinheit pro 1 Kil Brennstoff = w, angenommen
es sei eine Lüftung L zum Verbr. eingedrungen
von einer Temperatur t vor dem ein dringen.
Ist S spec. Wärme der Gase, x Temperatur im
Feigraum, so ist:
Gewicht der Gase = (1 + L), ihre Temp. vor t ist jetzt x
Demnach Temperaturänderung (x − t).
Demnach Wärmeverbrauch = S(1 + L)(x − t) die
nöthig ist um 1 + L Kil Gase um x − t Grad zu erwärmen.

Chemische Zusammensetzungen.

100 Kilo Holz enthalten

51,50 Kilo. C
5,38 " H
43,08 — O
0,04 — Asche

oder mittlerer Werth der Heizkraft des Holzes ist demnach = 7050.0,515 + 22125.0,054 + 2766.0,43 = 3630.

---

100 Kilo. Steinkohle enthalten

83,1 " C
2,83 — H
12,7 — O
0,965 — Asche.

die Heizkraft der Steinkohle ist höher im mittel genommen = 7050.0,83 + 22125.0,028 − 2766.0,127 = 8572.

Coaks und Holzkohlen sind reiner Kohlenstoff.

100 Kilo Luft enthalten

21 Kilo O
79 " — N

---

100 Kilo. Wasser enthalten

88,9 " O
11,1 " H.

---

100 Kilo Kohlensäure

82,18 " O
17,88 " C.

Nachtrag.

1) $x = t + \frac{w}{(1+\alpha)\gamma}$ Das heißt: Wir erzielen die höchste Temperatur, wenn $\frac{1}{\gamma}$ + groß ist, d. h. wenn die Luftmenge, die im Brennraum zu Luft eines Hofs ist.

2. w die Heizkraft des Brennstoffs groß ist.

3. α die Luftmenge, die durch den Rost hingeführt wird ein Minimum wird, bei dem übrigens noch ein vollständiges Verbrennen der C in CO^2 möglich ist.

Den höchsten Temperaturgrad wird man daher durch Verbrennen von H in O erhalten.

Ist c die Abkühlungs-, die in 1 Kilo Hydrogen enthalten ist d. h. dessen Wärme-capacität

und c_1 die Wärme-capacität der Gebart die der Verbrennungs-Produkte, also Wasserdampf: Luft oder Sauerstoff, so ist

$(T-t)c + \alpha(T-t)c_1 = w$, $T = t + \frac{w}{c+\alpha c_1}$ = der Temperatur der Verbrennungsgase = x

für Wasserstoff ist $c = 3,2926$

" Sauerstoff " $c_1 = 0,236$ wenn

$x = t + \frac{22125}{3,29 + 8 \cdot 0,236}$, und ist $t = 300$, so wird

$x = 300 + 4270 = 4570°$.

Daher haben wir jetzt:

$$W = \delta(1+\alpha)(x-t) \text{ u. } x = t + \frac{w}{(1+\alpha)\delta}$$

Beispiel. Nehmen wir Steinkohlen u. die Verbg ganz vollständig an. Die Luftmenge sei die Gem. Temperatur der atm. Luft = 10° dann ist:

da $w = 7000$, $\alpha = 22$, $t = 10$ und $\delta = 0{,}26$ ist. Dann für den wir:

$$x = 10 + \frac{7000}{(1+22)\cdot 0{,}26} = 1176°$$

Da wir aber nie vollständig sondern gewöhnlich blos $\frac{3}{4}$ verbrennt, so ist x kleiner. Nehmen wir nie keine vollständige Verbrennung sondern nur unvollständige an z.b. $w = 5000$ $\alpha = 22$; $t = 10$ $\delta = 0{,}26$. Dann ist.

$$x = 10 + \frac{5000}{0{,}26\cdot 23} = 843°.$$

Nehmen wir nun die geringste Luftmenge an. Dann haben wir $\alpha = 11$ und.

$$x = 10 + \frac{7000}{0{,}26\cdot 12} = 2240° \text{ Temperatur}$$

bei vollständiger Verbrennung.

Verbrennen wir nun ein Bauerstoffgas, wie wir haben, Man wir Wasserstoffgas darin verbrennen. $w = 22000$ $\alpha = 8$ $\delta = 0{,}8$ u. $t = 0$

$$x = \frac{22000}{(1+8)\,0{,}8} = 3500°$$

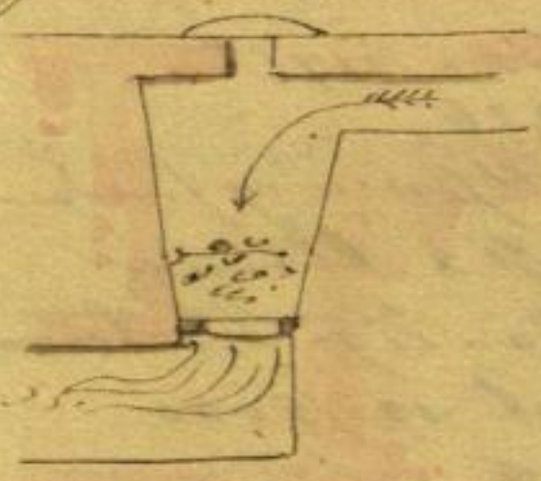
—

Soll der Brennstoff man bei der geringsten Luftmenge vollständig ist verbrennen, somuß die Luft heftig gegen die glühenden Brennstoff geblasen werden. Der Bauerstoff muß so zu sagen mechanisch in die Oberfläche des Brennstoffs eingetrieben werden.

Nun ist es leicht einzusehen, daß es wenig nützt, wenn man die Luft über den Brennstoff wegbläst, wie es bei allen Rostlosen Öfen der Fall, denn hier kommen die inneren Brennstoffteile gar nicht mit der Luft in Berührung. Bei den guten Rostfeuerungen sind immer Roste vorhanden

Bei den Rostfeuerungen ist aber noch der Nachteil vorhanden, daß die Luft immer den neu eingelagerten Brennstoff zuletzt trifft, wodurch

eine unvollkommene Verbrennung. Es tritt zu Zeit nach dem Schüren immer ein Rauchen auf, welcher Rauch dann natürlich verloren ist. Aus diesem Grunde, um diesen Nachtheil abzuwenden hat man sog. Schachtöfen construirt, wo der Luftzutritt von oben nach unten geschieht. Hier muß der anfänglich entstehende Rauch



nothwendig verbrannt werden. Diese Schachtöfen werden aber wegen ihres erforderten Luftzuges wenig angewandt. Wegen der Rißen. Es ist zu sagen, daß die Balken nicht ganz zu klein zu dürfen, sonst muß gar oft geschürt werden, was immer ein Abbröckeln zur Folge hat. Also wegen der gratlichen Sparung Balken muß der Rost etwas größer sein, als er der Theorie nach sein soll.

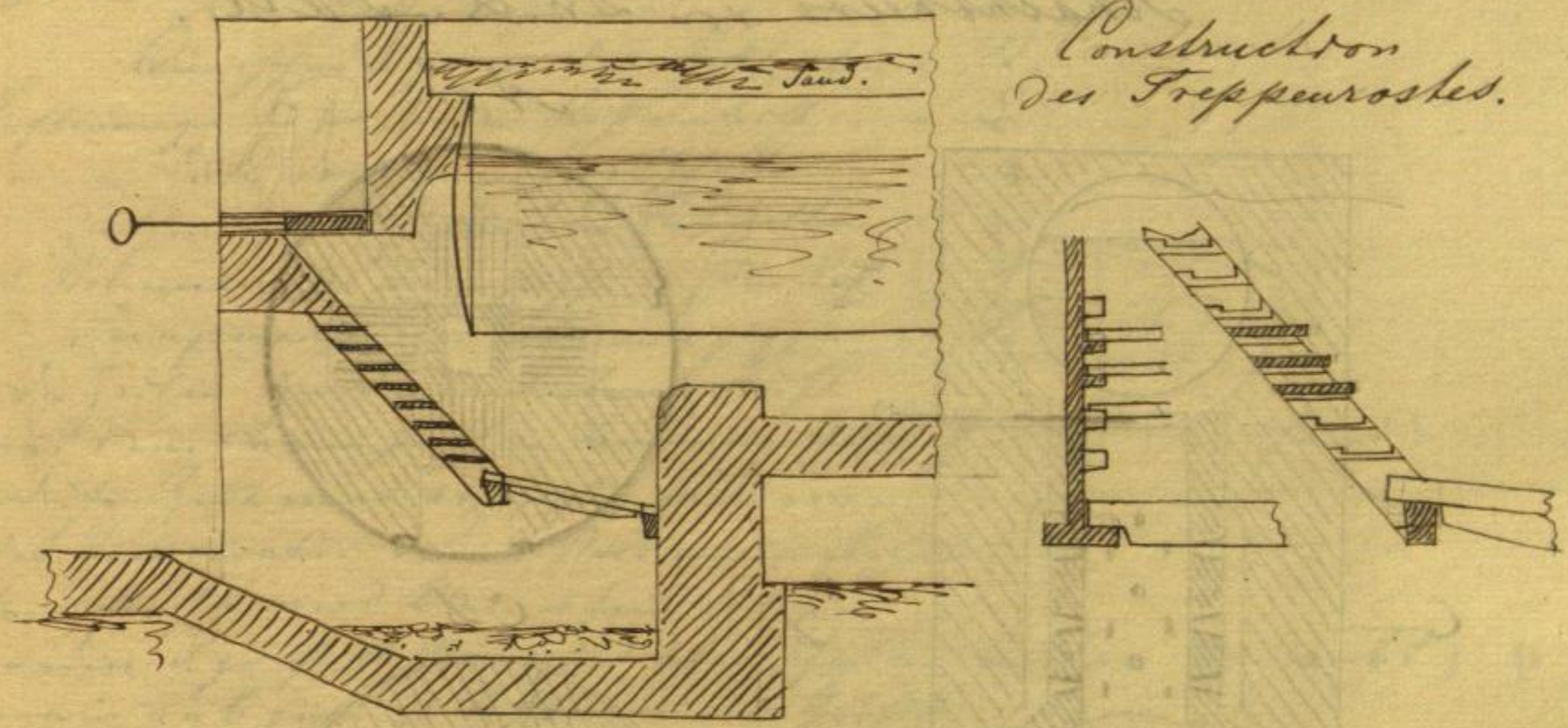
Ferner ist noch von großer Wichtigkeit, daß man die Flammen unter dem Feuerraum preßt, für Durchsetzen i. Canäle in einzelnen Flammen Theile, damit der allenfalls sich bildende Rauch noch vollständig verbrannt. – Die nicht verbrennlichen erdigen Theile, die als Schlacken auf dem Rost bleiben und die Balken der Roste ganz verstopfen können, müssen durch den Heizer von Zeit zu Zeit sorgfältig gereinigt werden. Die Rüdersdorfer in der Amtsbrauerei sind in dieser Beziehung gute Brennstoffe, da sie fest bleiben und von der Oberfläche ganz verbrennen. Sie werden deßhalb auch als Zugabe zu den minder guten sog. zerfließenden Kohlen, die zwar gute Hitze geben, aber die Balken verstopfen, gegeben.

Die Querschnitte der Roste sind gewöhnlich von

beistehender trapezen Form.

Es sind aber v. Schodnet andere Roste vorgeschlagen worden, die den Vortheil haben, daß bei kleinen Rosten doch viel Brennstoff zugleich darauf liegen kann, was die oft Schürung vermindert. Sie sind ebenfalls von Eisen u. haben verschiedene Construction. Allein die Sache ist noch nicht genauer untersucht worden, weßhalb man sie noch wenig angewandt

Treppenroste.

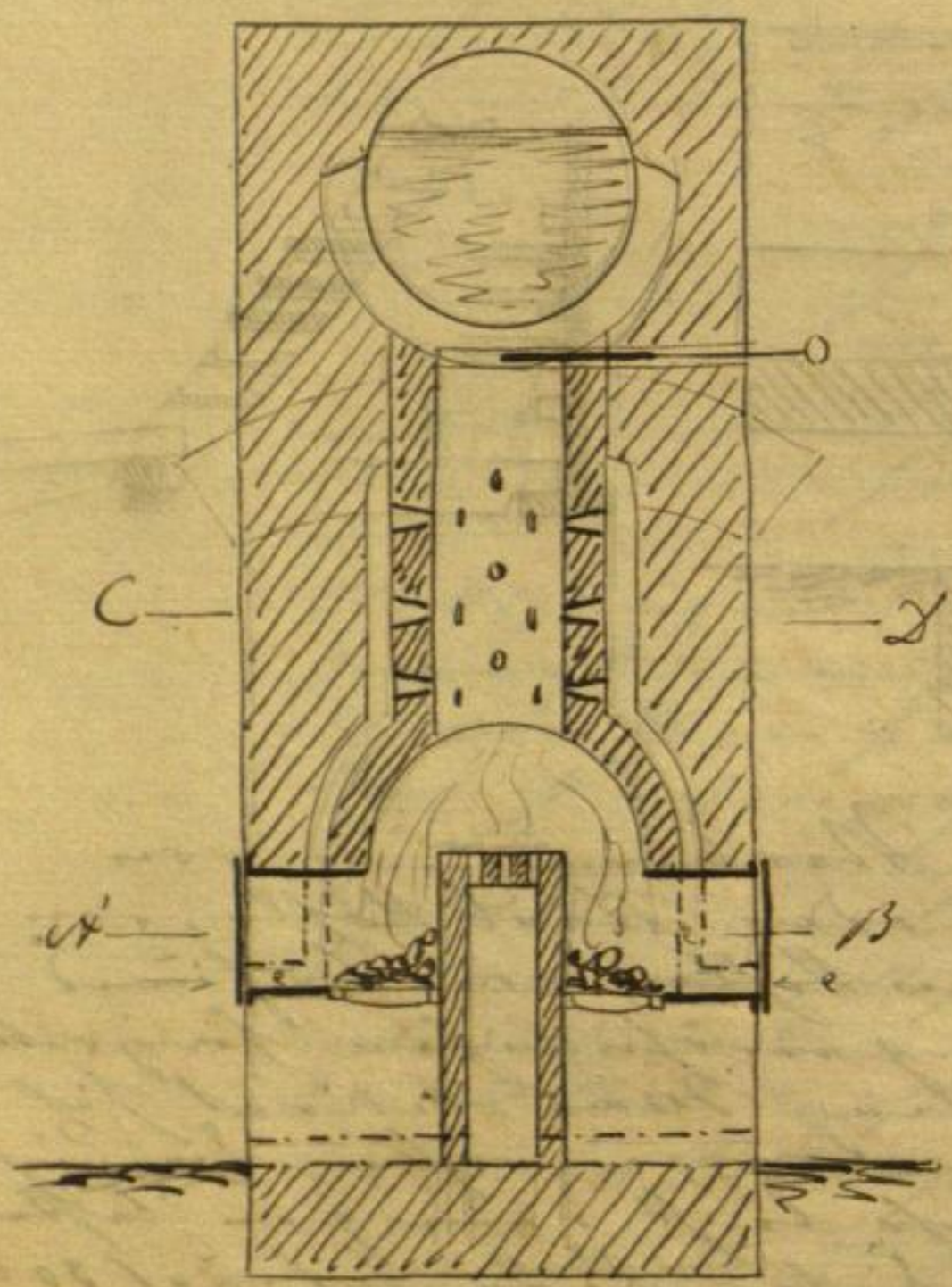


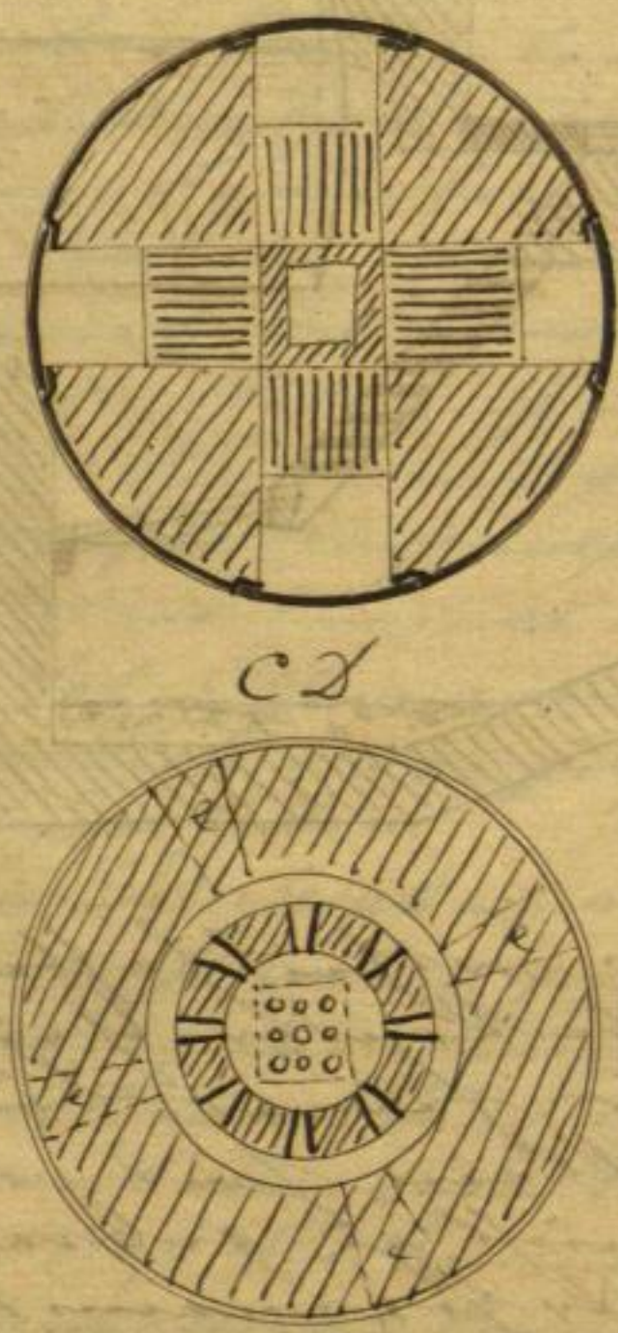
Construction des Treppenrostes.

Zur vortheilhaften Verbrennung von nicht backender Grus- oder Staubkohle, von salziger feiner Braunkohle, von Torf und Torfklein sind die gewöhnlichen horizontalen Roste nicht zu gebrauchen. Man bedient sich hierbei der sogenannten Treppenroste, die nicht hinfallen und sich sehr leicht reinigen lassen. Der Neigungswinkel dieser Roste beträgt 30 bis 45°. Man hat gefunden, daß diese Roste durch 12 % mehr Brennstoff auf gleicher Fläche verbrennen, als gut eingerichtete liegende Planroste.

Die Entfernung des Rostes von der unteren Kesselfläche soll für reine Steinkohle 40 cmtr. sein
für Braunkohlen — 45 bis 50
für Holz — 50 — 70

Schachtheerd von Dr. L. Gall.





Die Idee dieses Heerdes ist

1. Verbrennung des Rauches durch Platz 3 gut brennende Feuer im Ofen oder des 4t geführt wird

2. Vollkommene Verbrennung der Leuchtgase durch Zuführen von heisser Luft in die Destillationsgase

3. Erhaltung oder Kamine oder Vermeidung einer nöthigen hohen Temperatur der abgehenden Gase!

Untersuchung über die Größe der Roste und Dicke der Brennstoffschichten auf denselben.

Es sei die Heizfläche eines Kessels = F
die Rostfläche " " = R
Querschnitt sämmtlicher Rostspalten = R_1
Luftmenge die pro 1" in den Rost eintritt = L
Dicke der Brennstoffschicht = Δ
Geschw. der Luft durch die Rostspalten = v
Volumen des Brennstoffes auf dem Rost = W
Temperatur der Verbrennungsgase = T.

Die Zeit in der die eintretende Luft mit dem Brennstoff in Berührung bleibt ist $= \frac{\Delta}{v}$ (annähernd)

Diese Zeit wird abhängig sein von der Temperatur die im Verbrennungsraum herrscht, sie wird kleiner sein die höher wenn T groß ist, Man wird daher schreiben können $\frac{\Delta}{v} = (a - bT)$ (1

wenn a u. b zwei zu bestimmende Grössen wären. — Die pro 1" in den Rost eintretende Luftmenge ist $R_1 v = R\left(\frac{R_1}{R}\right) v$

Diese wird im allgemeinen der Heizfläche proportional sein müssen. Wir können daher schreiben $R\left(\frac{R_1}{R}\right) v = c F =$ Const. heizfl. (2

Außerdem können wir setzen $W = R\Delta$ (3

Aus 1, wird $\Delta = v(a - bT)$

Aus 2, " $R = \frac{cF}{\frac{R_1}{R} \cdot v}$

Diese Werthe in 3 eingesetzt giebt: $W = \frac{cF}{\frac{R_1}{R} \cdot v} \cdot v(a - bT)$

und: $\frac{W}{F} = \frac{c \cdot R}{R_1} \cdot (a - bT)$ . . . . . (4

$\frac{R}{R_1}$ ist ein gew. constanter Werth

Aus Gl 4, geht hervor dass das auf den Rost gelegte Brennstoffvolumen um so kleiner sein soll je größer die im Feuerraum zu erzielende Temperatur T ist.

Aus Gl 1, folgt $\Delta = (a - bT) v$

Die Dicke der Brennstoffschicht Δ hängt von der Geschw. der einstr. Luft ab. Ist diese gross, so kann Δ auch gross sein. Bei gewöhnlichen Kesseln die durch Kamine ihren Zug erhalten ist $\Delta = 6$–8 cmtr. Bei Locomotiven

wobei der Zug sehr stark ist wird $\Delta = 30-40$ cmt. oft sogar $= 60$ cmt genommen.
Und bei Gebläsen wo die Luft künstlich durch Gebläse eingeblasen wird ist $\Delta = 6-10$ Mètres.
Außerdem hängt aber auch Δ von D ab. Wird D groß d. h. soll im Feuerraum eine heftige Hitze entstehen so muß Δ klein werden und umgekehrt.
Aus 2, folgt.

$$R = \frac{R}{R_1} \cdot \frac{D}{v} \cdot C$$

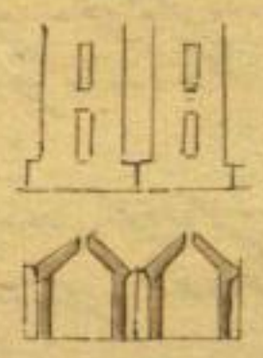
Die Rostfläche muß um so größer sein je größer die Heizfläche ist, und um so kleiner je größer v ist. Bei Locomotiven sind (im Verhältniß zu D) die Rostflächen nur $\frac{1}{5}$ von denjenigen die für Fabrikkessel angewendet werden.

Bei fabrikkesseln mit Kettenzug verbrennt 1 □meter Rostfläche 40–45 Kilo Steinkohlen in der Stunde. } Rostfläche

Die Zwischenräume der Roststäbe sollen $\frac{1}{3}$ bis $\frac{1}{4}$ der Gesammtrostfläche betragen der Querschnitt der Züge eines Kessels soll $= \frac{1}{4}$ der Gesammtrostfläche sein } Querschnitt der Züge.

1 □meter Heizfläche erzeugt im Mittel 20 bis 25 Kilo Dampf in der Stunde } Heizfläche

Roste von Schodet.



für det. Man hat überhaupt über diese Roste ingenieur. viel geschrieben und verbessert, allein diese sind entweder so complicirt, daß an eine allgem. Verbreitung nicht zu denken ist, oder ihre Resultate sich nicht günstig erwiesen haben. – Wir haben nun gesehen, was zur Production der Wärme nothwendig ist, jetzt wollen wir nachsehen, wie wir die Wärme günstig benützen. Wir müssen suchen die Wärme der Gase von ihnen in den Kessel zu übertragen. Dazu ist es sehr wichtig die Gesetze kennen zu lernen nach denen die Wärmeleitung erfolgt.

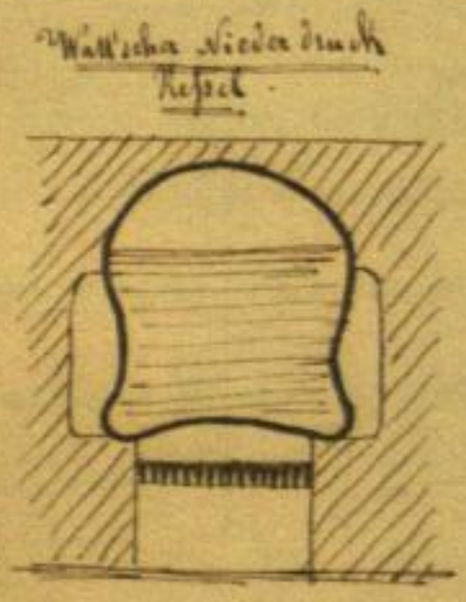
Peclet hat gefunden, daß man 2 Fälle in Betracht ziehen muß. 1. Wenn das Wasser im Gefäß ruhig ist, und 2. Wenn das Wasser in einem rasch bewegten Zustand sich befindet. Für den ersten Fall, hat er gefunden, daß die Wärmemenge, die durch eine gewisse Oberfläche eindringt proportional ist der Temperaturdifferenz der Wärme außen und innen. Ferner hat er gefunden, daß diese Wärmemenge unabhängig ist von der Metalldicke und von der Art des Metalls. Für den 2. Fall hat Peclet gefunden, daß die Wärmemenge proportional ist der Temperaturdifferenz, der Metalldicke und dem Wärmeleitungsvermögen des Metalls und dann noch abhängt von der Rasschheit der vorbeiziehenden Bewegung. Nun ist vor allem die Frage: Was ist der Grund dieser Thatsachen. Der Grund dieser auffallenden Erscheinungen liegt wahrscheinlich in folgendem. Wenn das Wasser ruhig ist, so bleiben die Dampfblasen an den Wänden des Gefäßes hängen. Der Dampf ist aber ein schlechter Wärmeleitungsvermögender Körper. Daher kann beim ersten Fall die Wärme nicht so gut eintreten, als beim zweiten. Da wir aber bei unsern Dampfkesseln den ersten Fall haben, so ist blos zu berücksichtigen, die Oberfläche des Kessels und die Hitze vor dem Kessel, welche beide groß sein müssen.

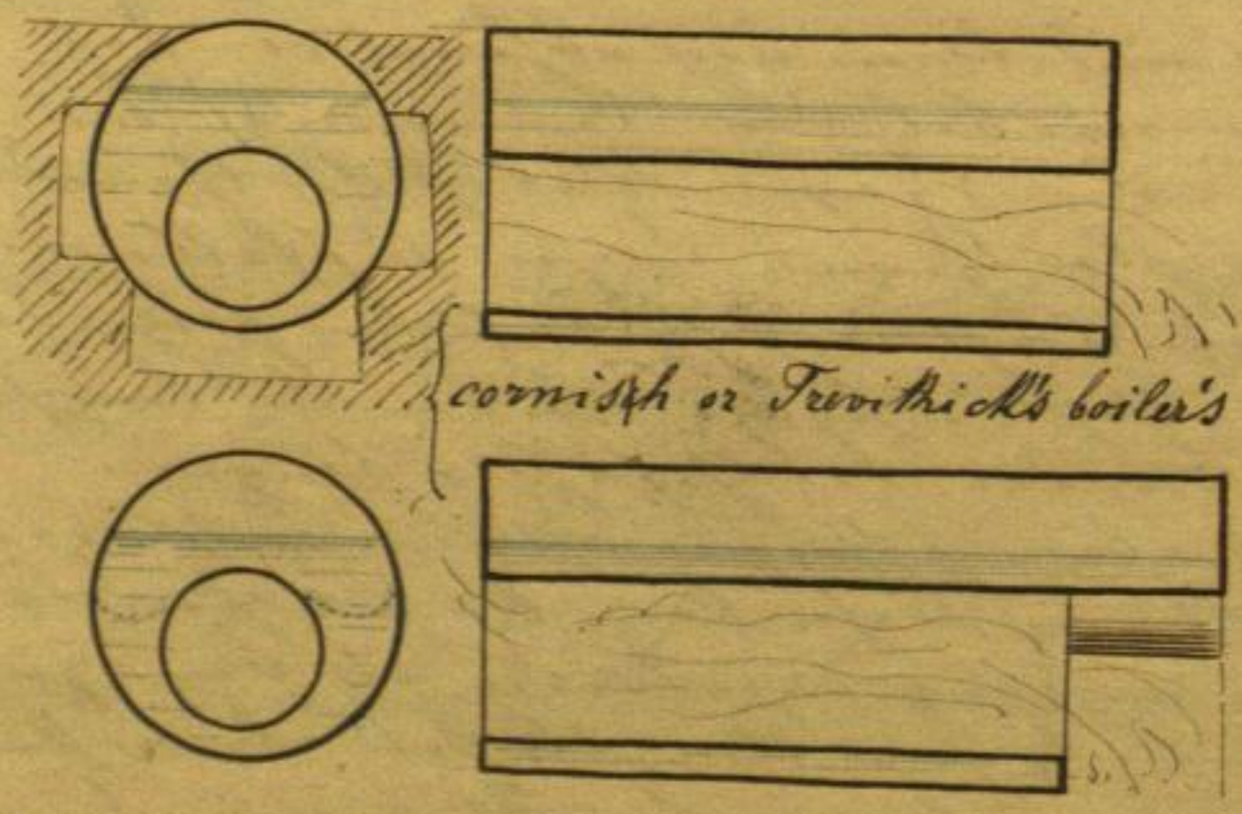
der Unterschied zwischen Peclet's Versuchen und unserer Heizung ist der, daß er eine mäßig gespannte Luft hatte, während wir es mit einem bewegten erhitzten Gasstrom zu thun haben.

Cavet hat in Paris vor 2 Jahren, Versuche angestellt, mit Dampfkessel und seine Resultate sind fast ganz übereinstimmend mit denen von Peclet. Besonders hat er gefunden, daß die Röhrenkessel bei den Feuerungen mit einem großen und 1 kl. sog. Röhrenkessel, nicht namentlich wirken, was man sonst immer meinte. Dies ist leicht zu erklären mit obiger Theorie. Denn da diese kleinen Kessel in der größten Hitze sich befinden, so bildet sich schnell Dampf, der aber nicht hinreichend sich an den Wänden anhängt, und als schlechter Wärmeleiter den Zutritt der Wärme verhindert.

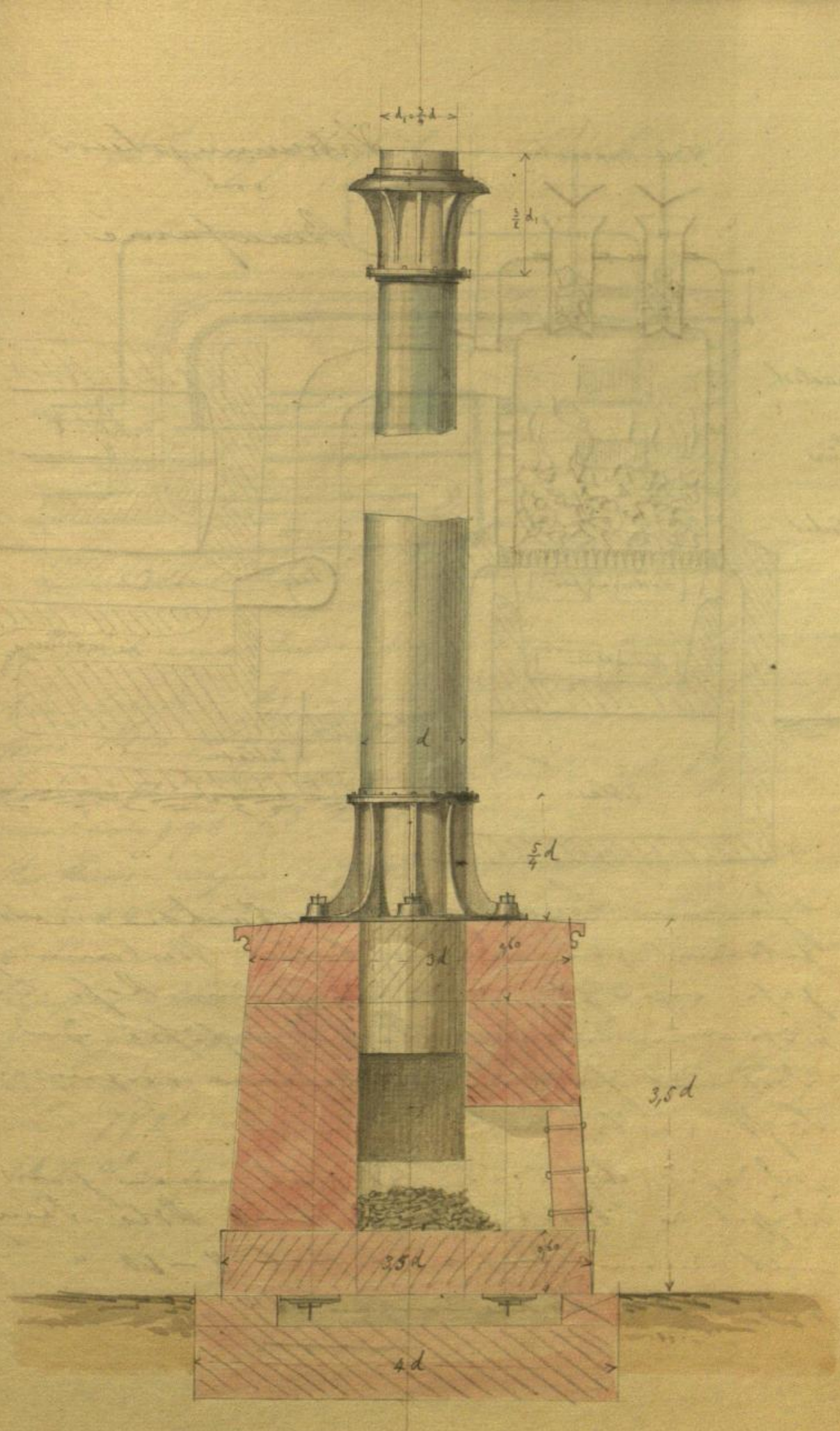
Redtenbacher hat nun durch Rechnung versucht die Wärmemenge zu finden und hat dieselben Resultate erhalten, die V. 185 angeführt sind. Die Heizflächenmessungen der Dampfkessel, die sich nun aus dieser Theorie und aus der Praxis ergeben sind V. 186. 229 zusammengestellt. Diese sind zwar sehr rude, allein wir werden später genauere Regeln kennen lernen.

Außer den gewöhnlichen Kesselein richtungen die auf Tafel XIX angeführt sind, kommen noch besonders in England folgende vor, die von Watt allgemein verbreitet waren. Seit aber Watts Atelier aufgehört hat zu wirken, so haben die

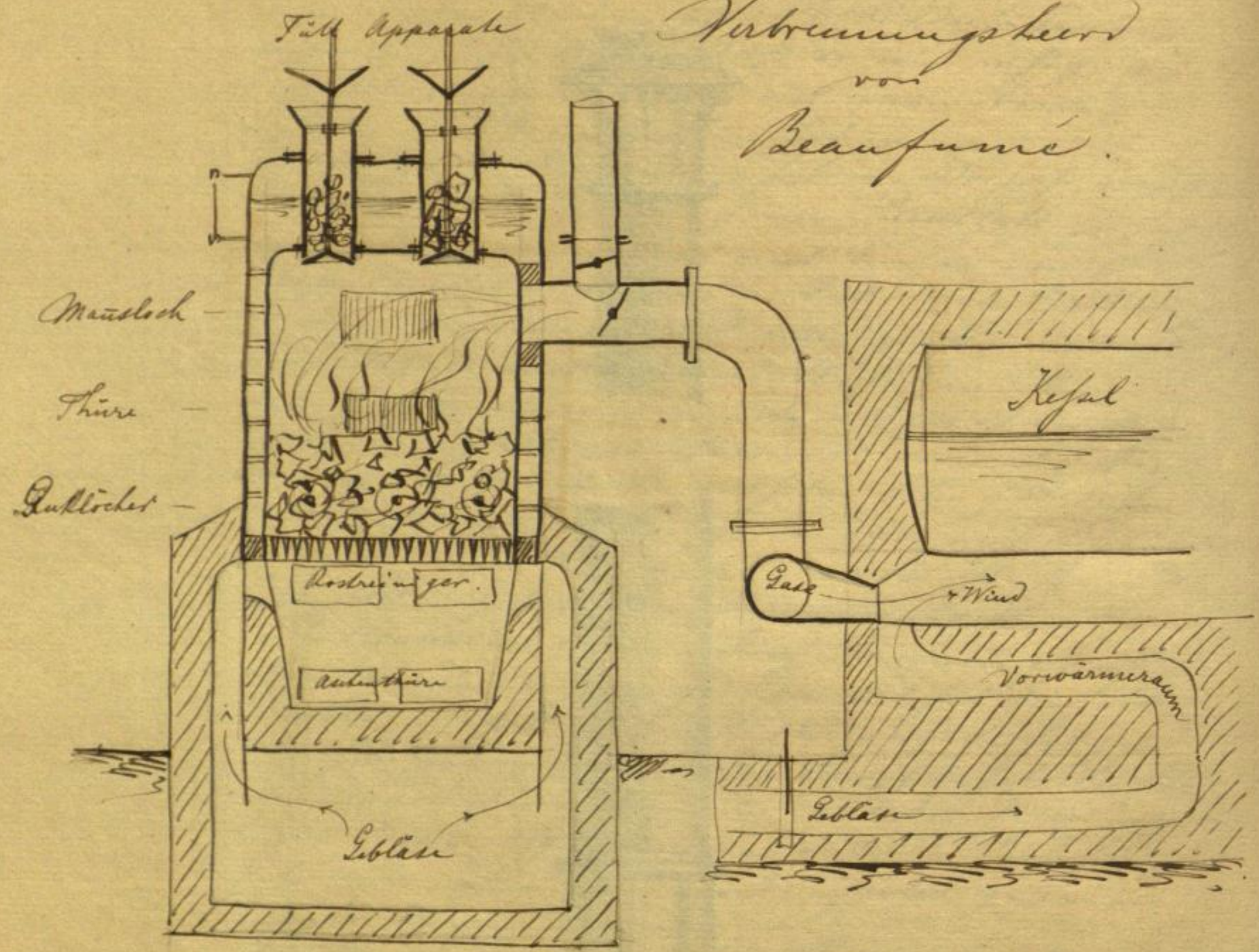




französischen Kessel diese ganz verdrängt. Diese Watt'schen Kesselvorrichtungen sind zwar für die


d
3d
3,5d
4d

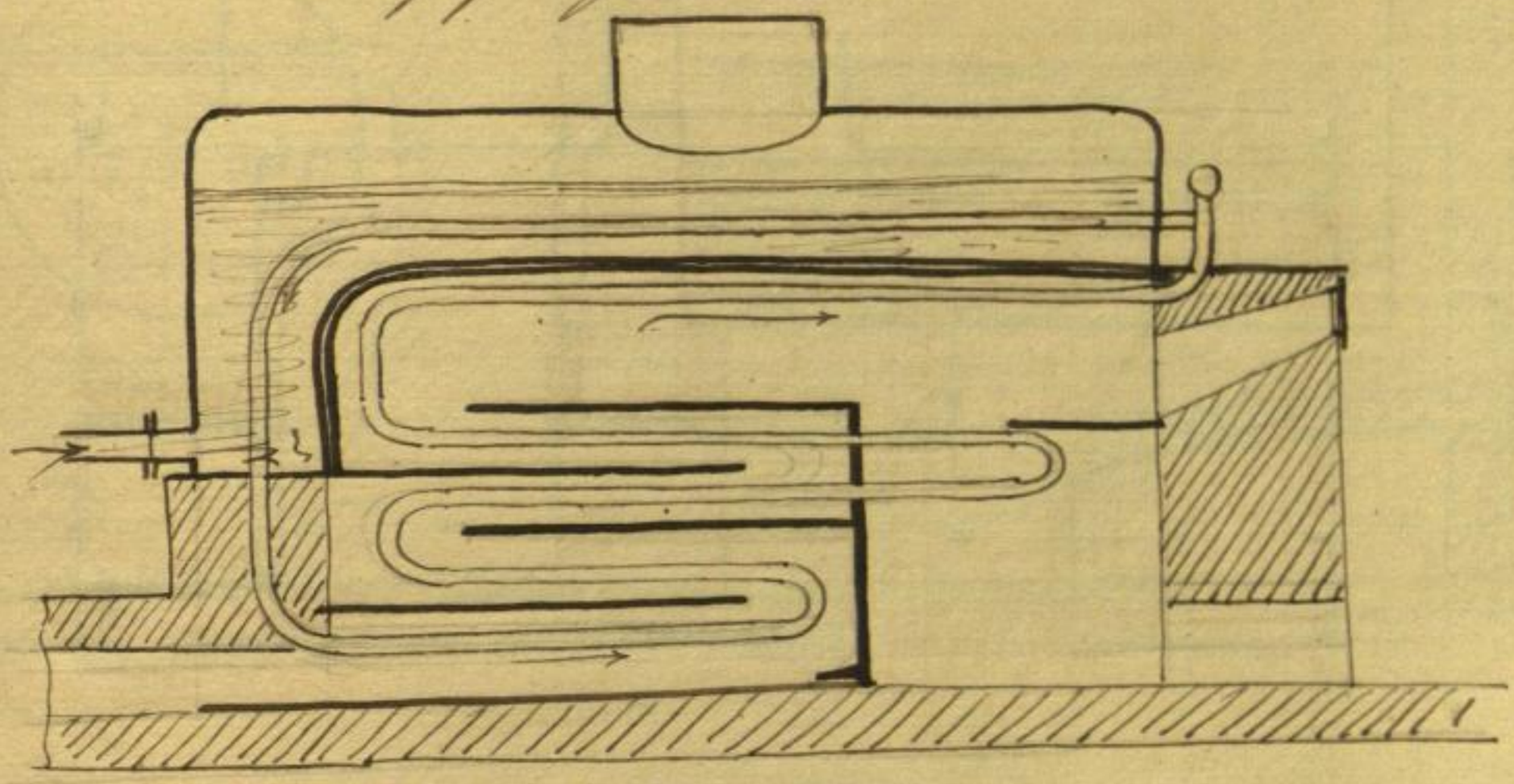
Verbrennungsheerd von Beaufumé.



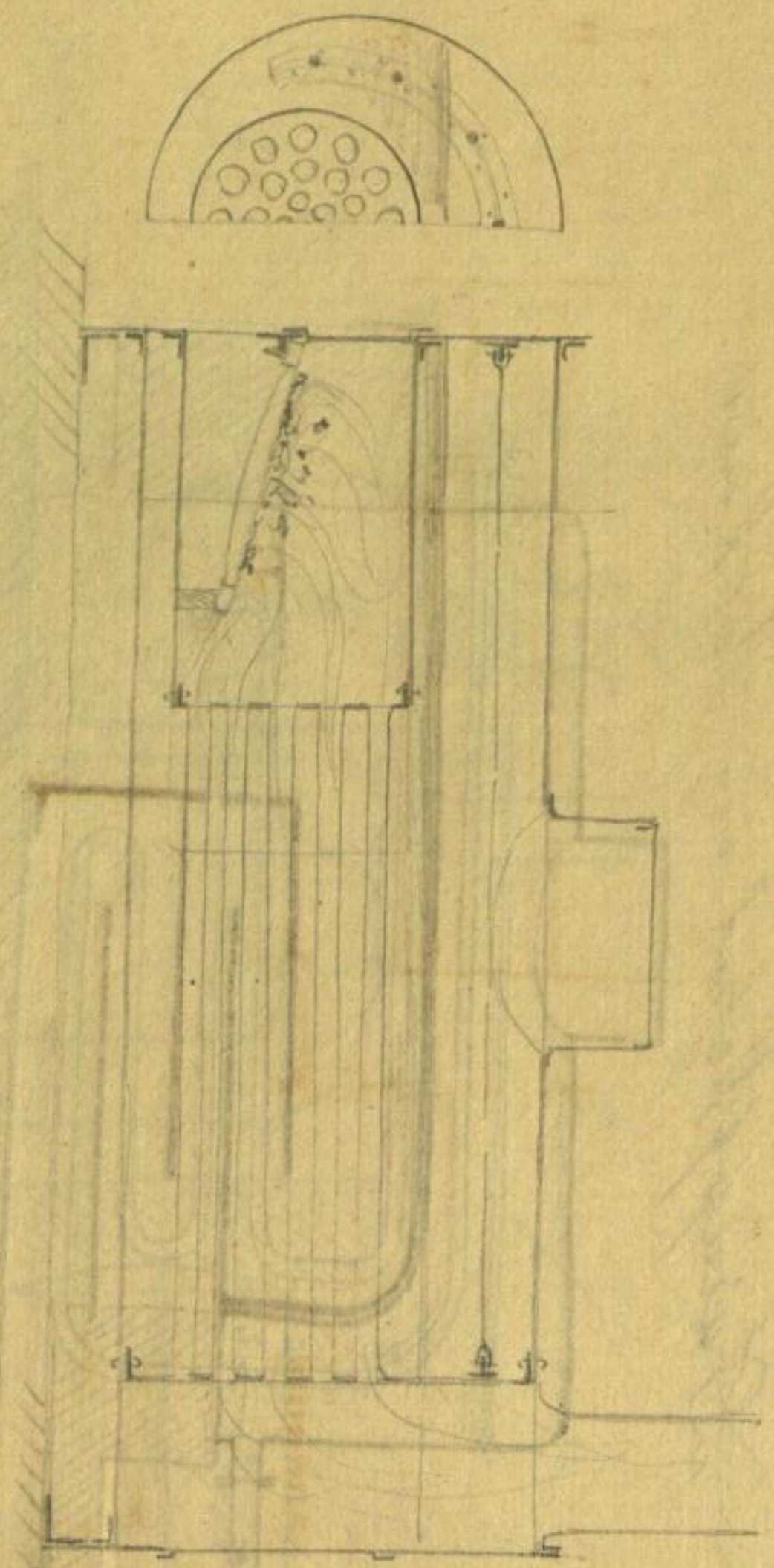
In einer Locomotivfeuerbüchse wird getrennt von darüberliegendem Verbrennungsheerd erzeugt, dieses durch ein Rohr und Düsen unter den Kessel geführt und dort mit frisch eingeblasener vorgewärmter Luft verbrannt.

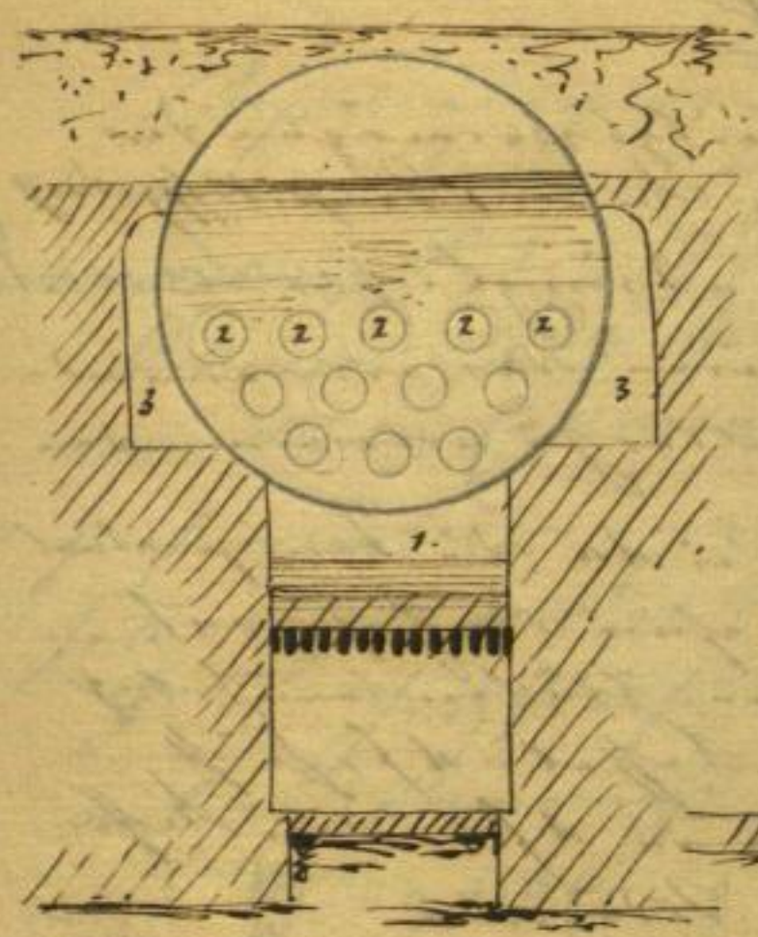
Dieser Apparat hat mit einem gew. Kessel in Verbindung 6–8 Kilo Dampf mit einem Rohrenkessel 8–10 " " pro Kilo Kohle erzeugt.

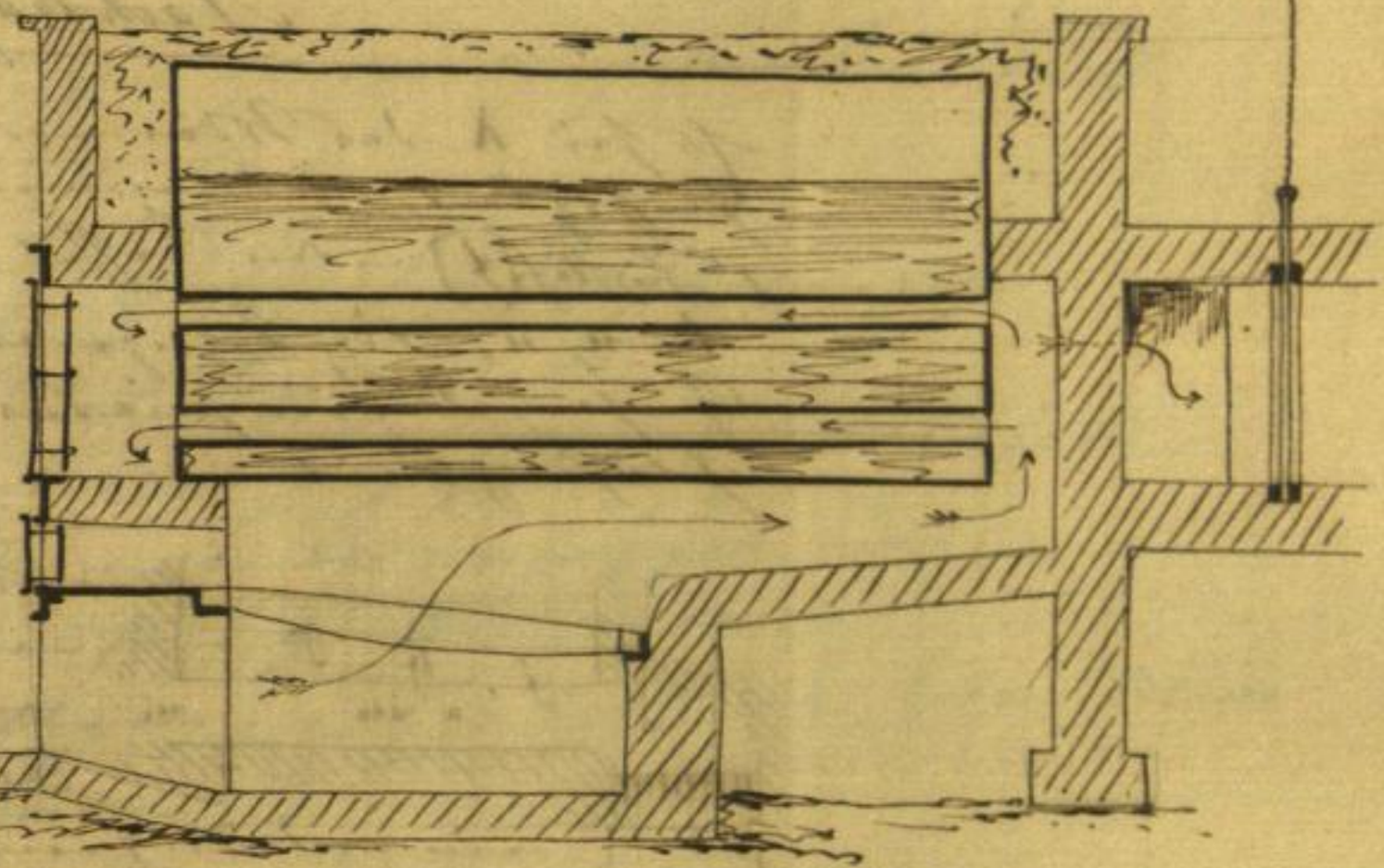
Dampfkessel von Perkins.



Kessel aus Gusseisen; Röhren aus Schmiedeeisen.
Ein solcher Apparat giebt 8,5 Kilo Dampf
pro Kilo Steinkohlen.
Jeder □ meter Röhrenfläche im Ofen
verdampft 23 Kilo Wasser
Perkins nahm 117 □' Heizrohren im Ofen
und 44 □' Wärmerohren im Kessel.
Es konnte damit Dampf von sehr hoher
Temperatur erzeugt werden.
Es lagen 16 Röhrenwindungen unter
einander, die Totallänge derselben
war 772' und der Wassergehalt derselben
4,167 c'.







Riesf (Practise of the cornish pumping Engine)
by W. Pole

Die Cornischen Kessel haben zunächst bei einem Durchm. von 6,5' engl., und 4' Röhren Dimensionen bei einer Länge von 28'.

Folgende Tabelle giebt die Verhältnißzahlen der Heizfläche, des Rostes, der prod. Dampfmenge die man sich für sich bei Cornischen Kesseln vorfindet

(Seite 100. W. Pole's Practise)

No	Place	Number of boilers	Heizfläche in □ Metres per 1 □m Rost.	per 1 kil Dampf pr. 1"	per 1 kil Kohle pr. 1"	prod. Dampfmenge per 1 Kilogr. Kohle in Kilo	Kohlenmenge die per 1 Stunde auf 1 □m Rost verbr. →	
1	Ord							
2	Wheal Town	3	36,11	864	9409	10,6	~~30,46~~	13,81
2	Wheal Mines	3	43,88	734	7911	10,5	~~44,02~~	20,00
3	Old ford	4	43,7	1123	9967	8,4	~~39,18~~	17,79

Rostenbacher giebt an Heizfläche = 15 × der Rostfläche und die Steinkohlenmenge pro Stunde per 1 □m Rost = 50 Kilo. Ferner Heizfläche per 1 Kil Kohle per 1" = 1260 für die besten Roste und größten Kessel und prod. Dampfmenge mit 1 Kilo Kohle = 7,33.

Die Cornischen Kessel verglichen mit diesen haben 1, einen $\frac{83}{38}$ mal ~~größeren~~ kleineren Rost (in Verh. zur Heizfläche)
~~2, einen 3 mal größeren Heizfläche (zur Kilo Kohle)~~
3, Verbrennen Kohlen die $\frac{10}{7}$ mal mehr Strength liefern, 4, Verbrennen auf 1 □m Rost nur $\frac{14}{32}$ so viel Kohlen.

für 2) einen 5 mal größeren Heizfläche per 1 Kilo entwick. Dampf.

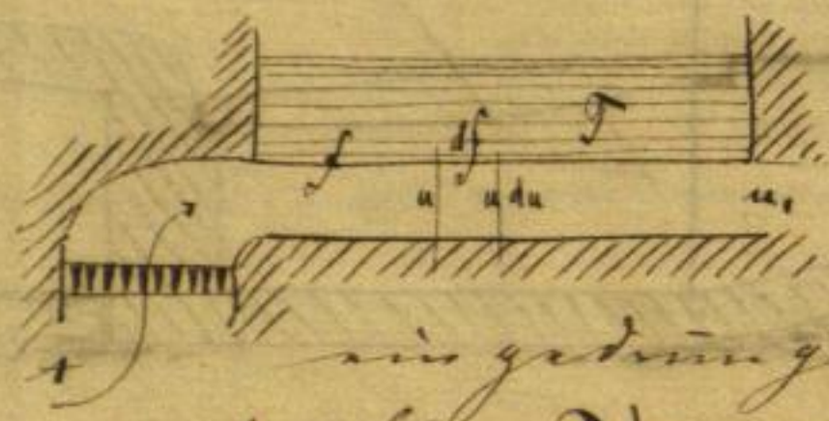
für 1) einen 3 mal so großen Rost im Verhältniß zur verbrannten Kohlenmenge

für 3) die im 2 mal größeren Rost in Verh. zur prod. Dampfmenge

Nachtrag.

Es sei λ das Wärmeleitungsvermögen der Flüssigkeit, d.h. Wärmemenge die bei 1° Temp.-Diff. durch 1□m Fläche (1) in den Kessel eindringt. per secunde

t, u, u_1 die Temperaturen der erwärmenden Gase, ϑ Temperatur der zu erwärmenden Flüssigkeit



Es sei du die Temperaturabnahme der Heizgase auf einer Flächenausdehnung am Kessel $= df$, so ist die in df in den Kessel eingedrungene Wärme

$$\lambda\, df\,(u-\vartheta) = -m\,l\,s\,du \quad , \text{ worin}$$

(Minimum der Luftmenge) ($m\,l$) die Luftmenge in Kilo die pro 1" in den Rost eintr. (Kilo Brennstoff) der 1" nöthig wäre

s. specifische Wärme der Luft.

Demnach $\dfrac{du}{u-\vartheta} = -\dfrac{\lambda}{m\,l\,s}\,df$

$\lg nat.(u-\vartheta) = \dfrac{\lambda}{m\,l\,s}\,f + Const$

$\lg nat(u_0-\vartheta) = 0 + Const$

$\lg nat(u_1-\vartheta) = -\dfrac{\lambda}{m\,l\,s}\,\vartheta + Const$

$\lg nat\left(\dfrac{u_0-\vartheta}{u_1-\vartheta}\right) = \dfrac{\lambda}{m\,l\,s}\cdot\vartheta$; $u_1 = \vartheta + (u_0-\vartheta)\,e^{-\frac{\lambda\vartheta}{m\,l\,s}}$

$u_0 - u_1 = (u_0-\vartheta)\left(1-e^{-\frac{\lambda\vartheta}{m\,l\,s}}\right)$ = Temperaturänderung die die Luft erleidet während dem Laufen mit dem Kessel. — Eingedrungene Wärmemenge $= W_1 = m\,l\,s.(u_0-u_1)$

Producirte Wärmemenge

$= W = \cancel{m\,l\,s}\; B.h$, B Brennstoff in Kilo h Heizkraft desselben. Es folgt ferner

$$\frac{W_1}{W} = \frac{m\,l\,s}{B\,h}(u_0-u_1) = \frac{m\,l\,s}{B\,h}(u_0-\vartheta)\left(1-e^{-\frac{\lambda\vartheta}{m\,l\,s}}\right)$$

$m\,l$ ist die Luftmenge die pro 1" nöthig ist um 1 Kilo Brennstoff zu verbrennen und die eine Temperaturänderung $u_0 - t$ erleidet, wozu eine Wärmemenge $m\,l\,s(u_0-t)$ nöthig wäre um diese 1 Kilo Luft somit zu erhitzen, dies ist also $= B\,h$, $u_0 = t + \dfrac{B\,h}{m\,l\,s}$, $\dfrac{W_1}{W} = \dfrac{m\,l\,s}{B\,h}\left(t-\vartheta+\dfrac{B\,h}{m\,l\,s}\right)\left(1-e^{-\frac{\lambda\vartheta}{m\,l\,s}}\right)$

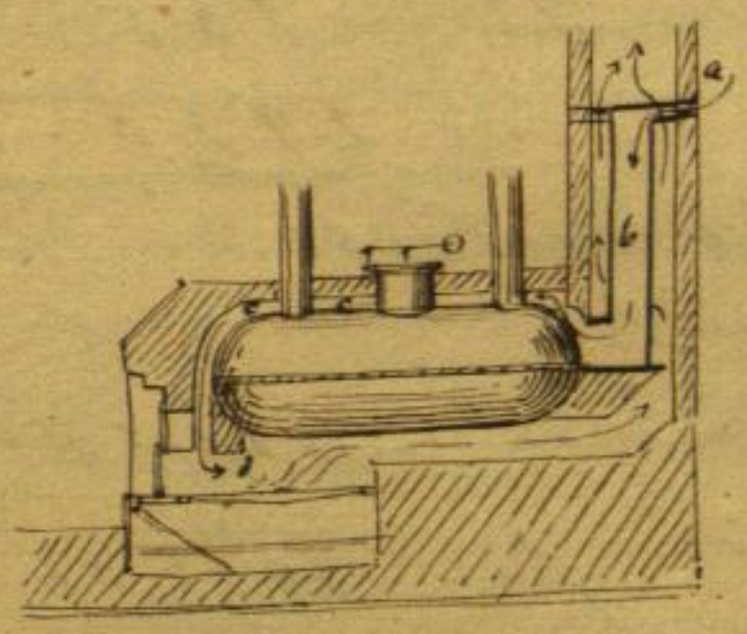
$\dfrac{W_1}{W} = 1-(\vartheta-t)\dfrac{m\,l\,s}{B\,h}\left(1-e^{-\frac{\lambda\vartheta}{m\,l\,s}}\right)$ = dem Güteverhältniß des Apparats = dem Nutzeffekt oder in den

Kessel ausgedrückt gegen die durch den Brennstoff entwickelten Wärme.

Da, P_t, $\frac{mls}{Bh}$ constant angesehen werden können so ist diese Größe mehr oder weniger von der Exponenten $-\frac{\lambda F}{mls}$. Dieser muß groß werden, wenn der Heizapparat gut ausfallen soll. d.h. λ das Wärmeleitungsvermögen und F die Heizfläche müssen groß werden.

m l Luftmenge klein. – für $\frac{l}{B}=11$, $m=2$, $h=7000$, $P_t=100$ wird $\frac{W_1}{W}=0{,}919\left(1-e^{-\frac{F}{900B}}\right)$. F

Jeder Kessel, er mag angelegt sein, wie immer gibt gute Resultate wenn derselbe stark geheizt wird, gute schlechte Resultate, wenn er überheizt wird, d.h. wenn die Brennstoffmenge die auf den Rost verbrannt wird unverhältnißmäßig groß zur Heizfläche ist.



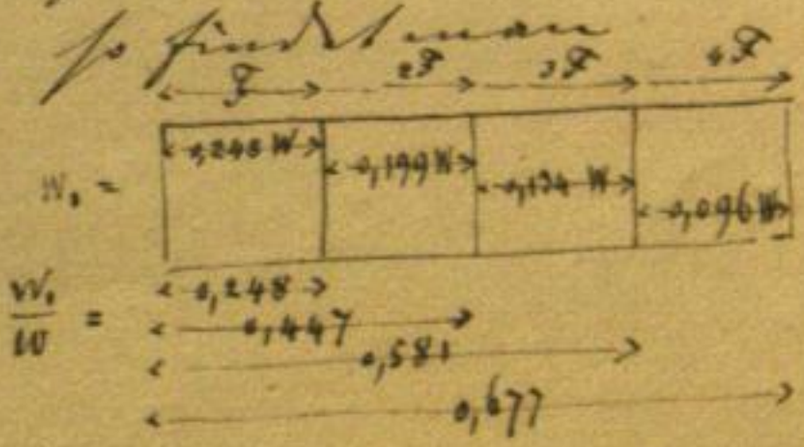
Kesselanordnung um warme Luft dem Feuer zuzuführen.
Die Luft tritt bei a herein, erwärmt sich beim Durchgang durch b u. c c und wird bei d dem Feuer zugeführt.

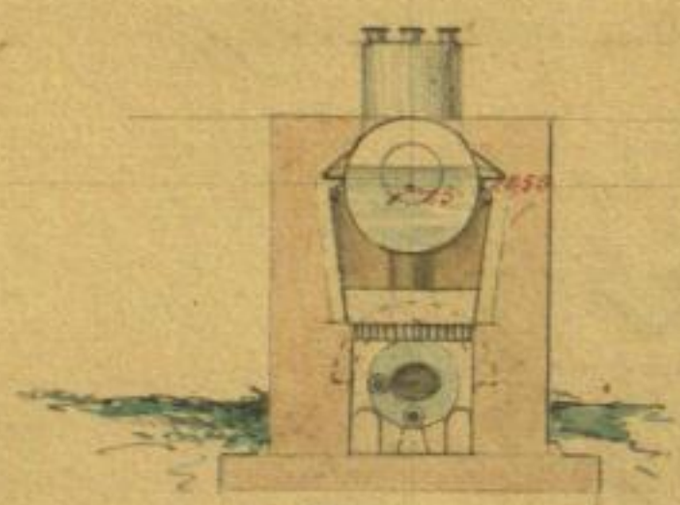
Zur Verbrennung zugeführt.

Setzt man in obiger Gl. $\frac{F}{B}$ nacheinander

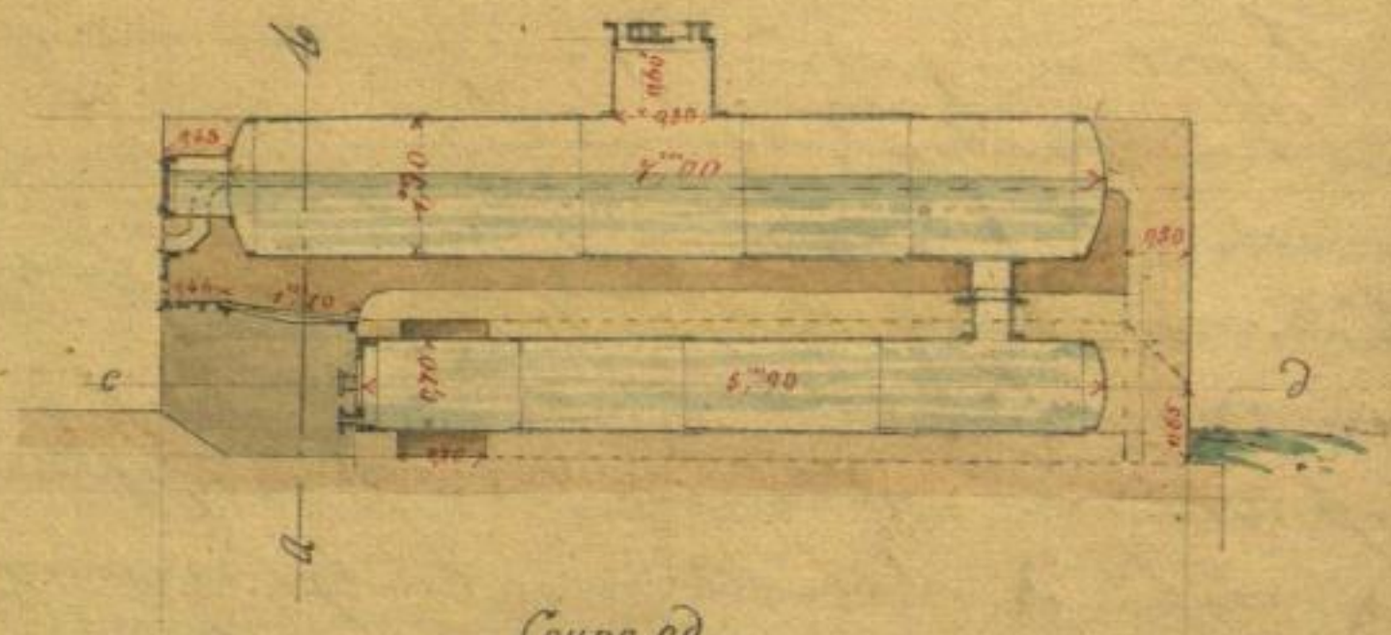
$\frac{F}{B}$ = 300, 600, 900, 1200 so findet man

$\frac{W_1}{W}$ = 0,248, 0,447, 0,581, 0,677





Coupe ab.



Coupe cd.

Hochdruck Kessel von
23 m² Heizfläche

Poids de la chaudière de 7 m à 1 m 10 — 3048 kilo.
" du tube de 5 m 90 à 0 m 70 — 1139 "
" de la Garniture — 1272 "
(Registre 195, chaînes, 232, 26 grilles avec barreau 635 etc)
5459 " —

Prix de la chaudière avec tube et couvercle — 2093 frcs 50
Registre, chaînes avec porte . . . 92 . 70
Jaque de foyer, barreau de grilles, et 26 grilles — 165 . 66.
Soupapes, robinets. 208 . 40.
1 flotteur, sifflet, 1 Manomètre (20 frcs) — 125 . —
boulons, robinets en fonte et etc garniture — 235 . 30

Prix total — . frcs 2.920 . 56

Jupille près de Liège 16 Mars 1853.
à Jaques Pied boeuf

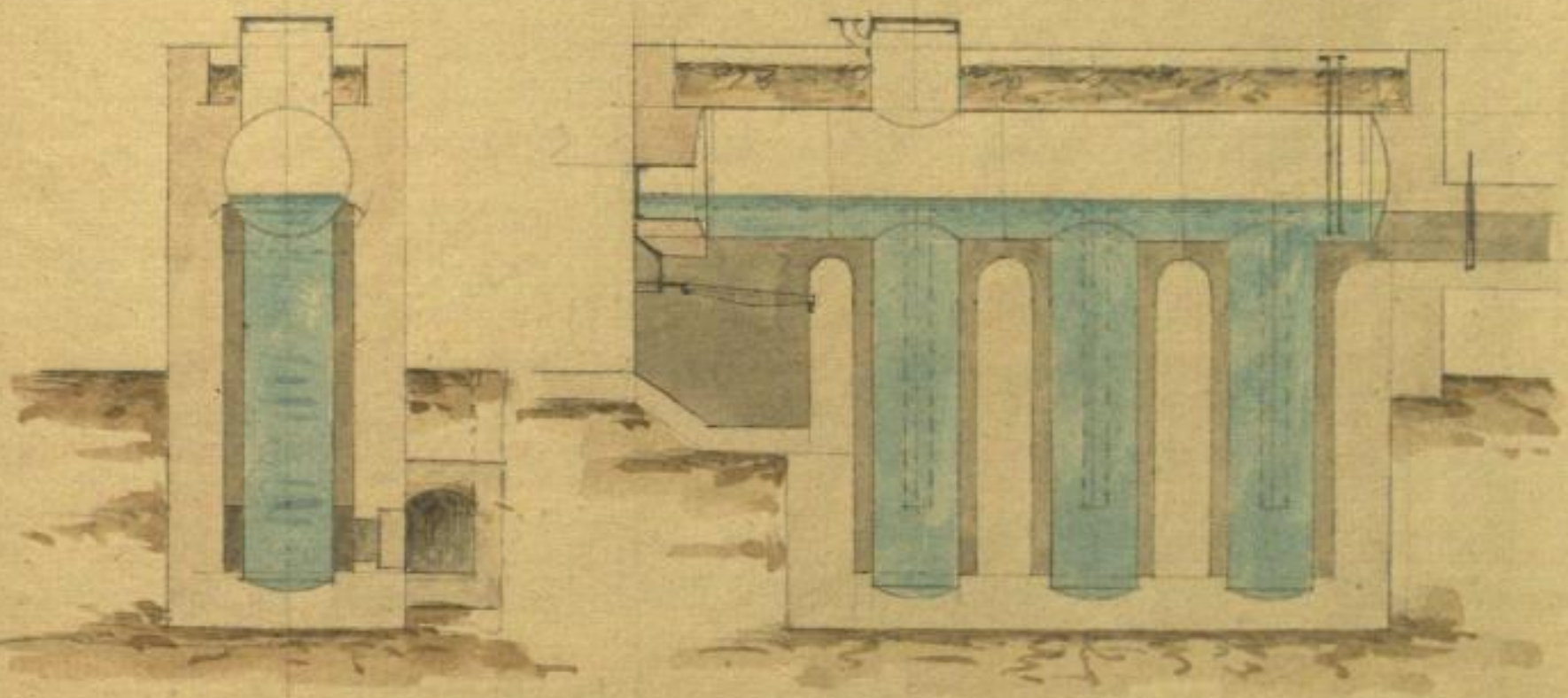
20 frcs pro m³ — Prix des fondations & maconneries 1012,50 frcs.

Prix Total frcs. 3933,06 —

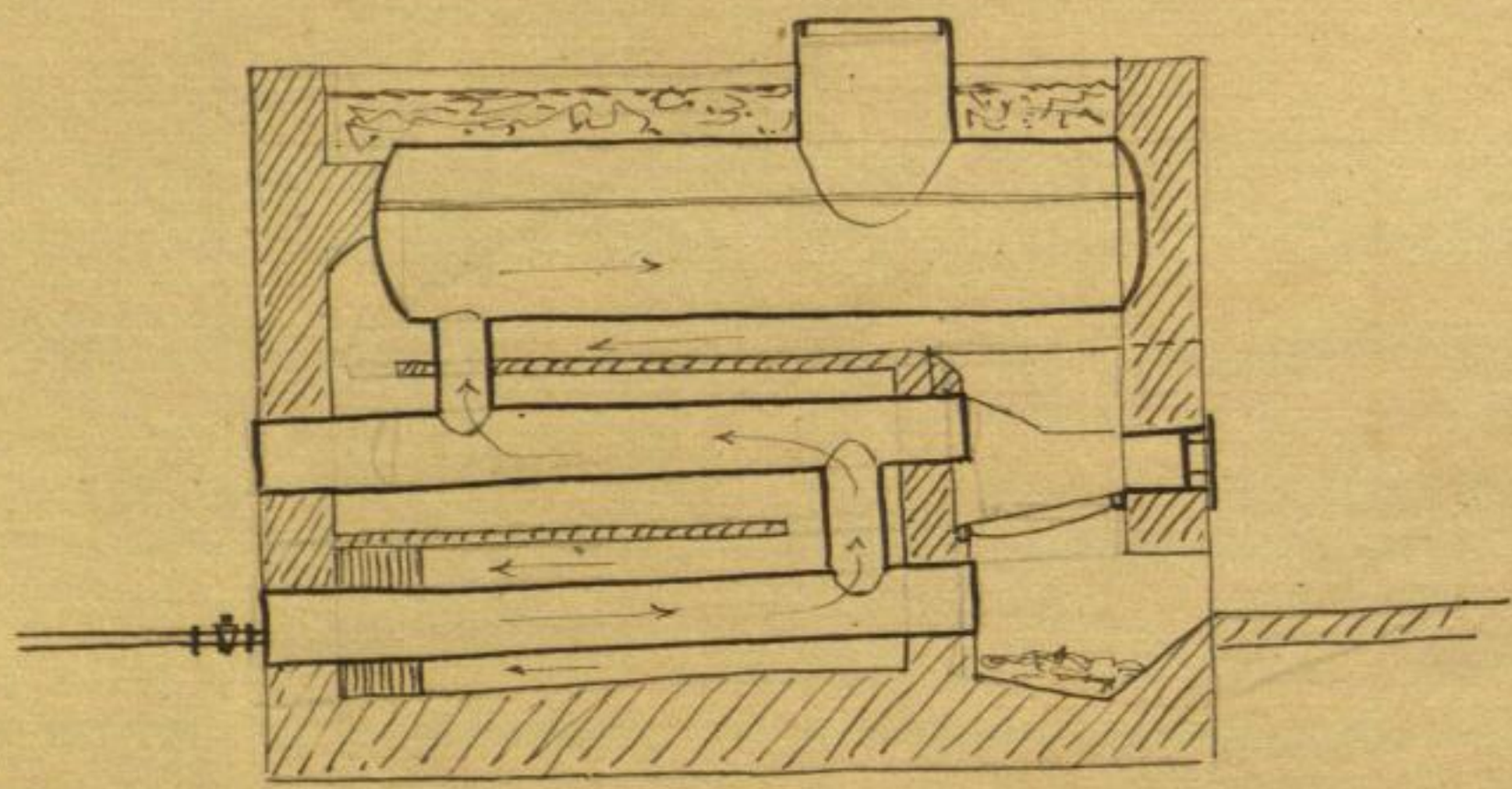
Prix d'un metre carré de surface de chauffe
= 172 frcs. = R 45,87/3

M. 137,61

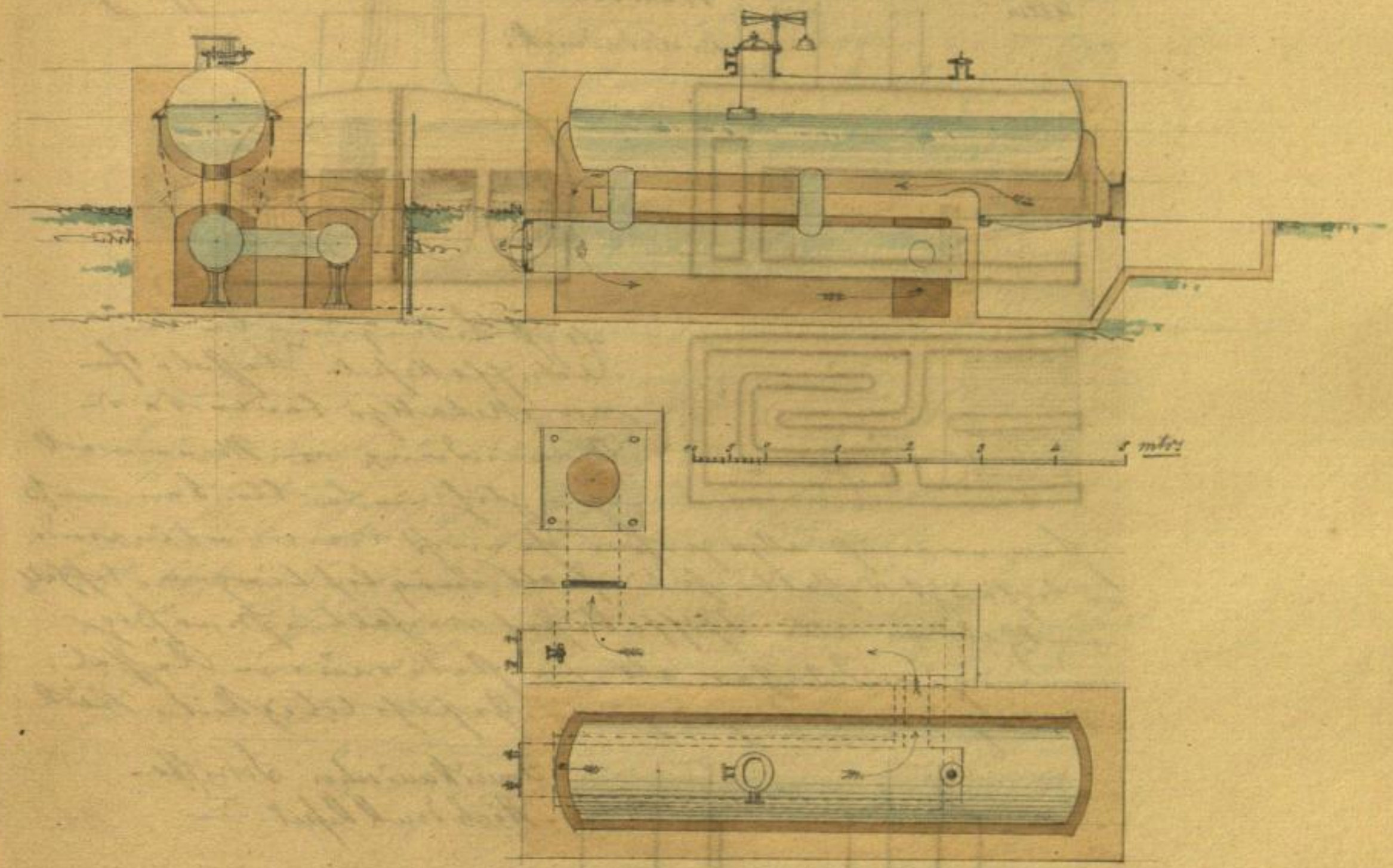
Mit Kesselgerüste und M. 150 pro □m H



Kessel mit vertikalen Heizröhren, die nach oben mit dem Hauptkessel in Verbindung stehen, der Dampf in denselben sich also leicht entwickeln und entweichen kann. Der obere grosse Querkessel ist nöthig um ein genügendes Dampfvolumen und genügende Wasseroberfläche darzubieten. Wo wenig Raum zu einem Kessel zur Verfügung steht, ist dieser Construction sehr zu empfehlen. Die unteren Enden der Heizröhren sind eingemauert, damit sich in denselben der Schmutz ansammelt und es gefahrlos werden kann diese Stellen zu ersetzen. Der Kessel ist leicht fahrbar bietet sehr grosse Heizfläche, genügende Dampfraum und Wasserfläche, stellt verhältnissmässig leicht ein da das Verhältniss der Heizfläche zur Oberfläche sehr gross ist und die Oberfläche der Röhren klein wird. Die vertikalen Züge müssen von Zeit zu Zeit gereinigt werden, was am besten durch einen Canal geschieht der seitlich längs des Kessels hinläuft. Das Wassergewicht im Kessel ist im Verhältniss zur Gesammtheizfläche klein, der Kessel ist daher leicht und schnell anzufeuern. Die Speisung geschieht im hinteren Theil des oberen Querkessels. Einmauerung und der Feuerung ersichtlich: Rost Züge etc. wie bei anderen Kesseln auch.



Gegenstromkessel mit 2 Vorwärmer

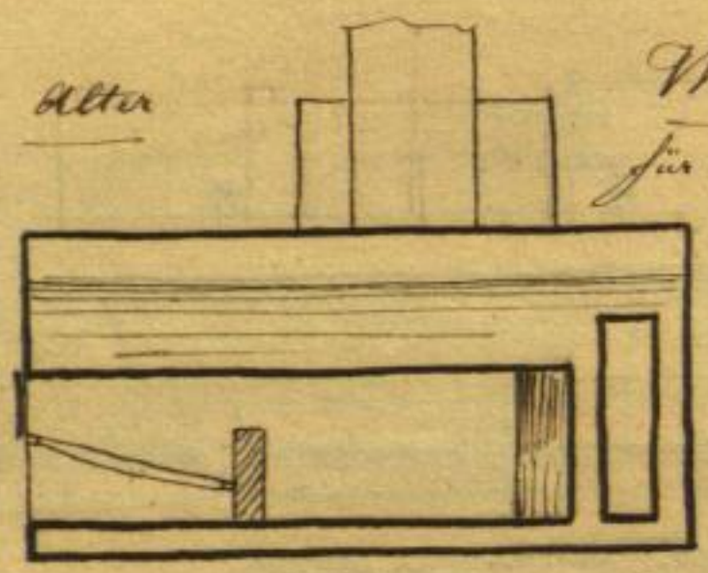


Bedeckung der Kessel.

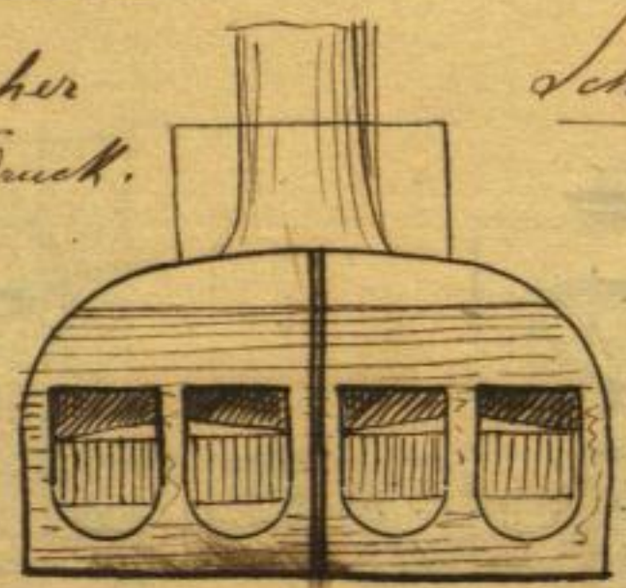
Um die Kessel nach oben gegen Abkühlung zu schützen bedeckt man sie mit einer im Gefälle 6" hohen Schicht von einem Band. Asche ist in vielen Fällen schädlich, einer erhaltenden Mauer selber, die oder die Kesselflächen leicht angreifen. Die Bandbedeckung ist wohlfeiler als viele andere gebräuchliche Bedeckungen wie Bretter, Blechplatten etc, und kann viel schneller abgedeckt werden, wenn irgend etwas an der Oberfläche des Kessels nachzusehen ist. (Civilingenieur Sept. 1856. Pg. 305).

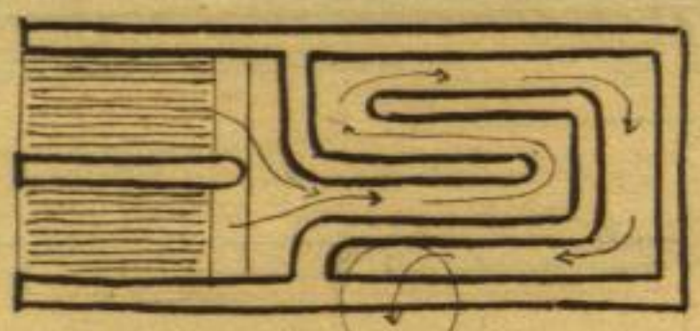
Nachtrag.

Alter Watt'scher für Niederdruck.



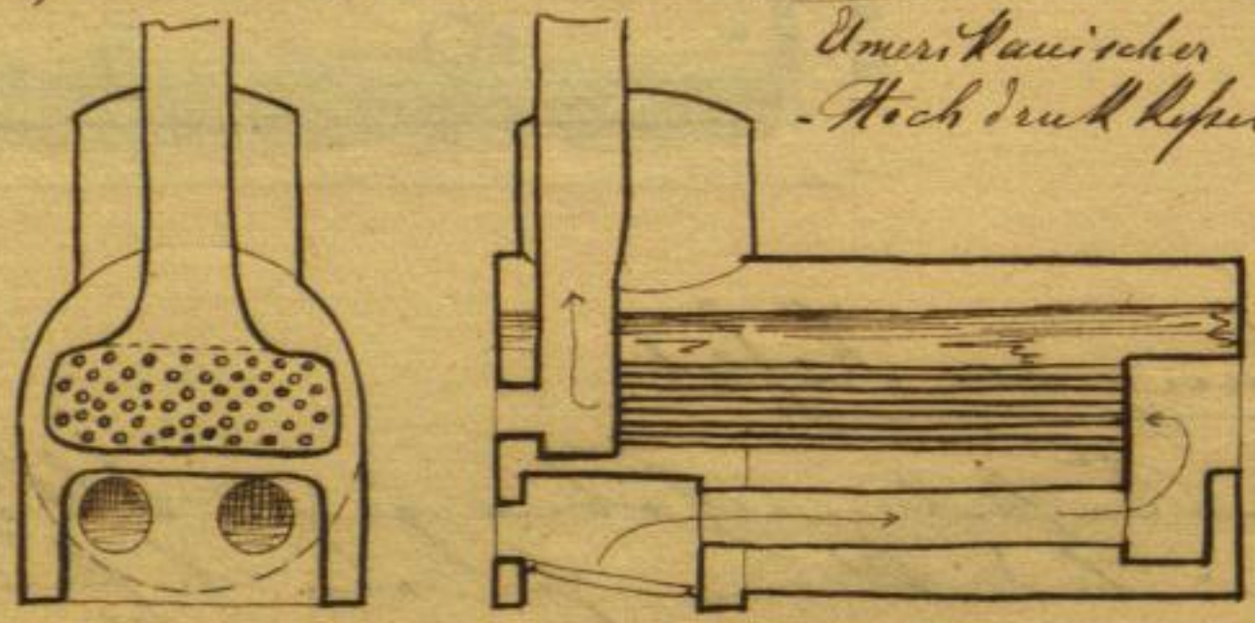
Schiffskessel





Es ist Bedingung bei den Schiffskesseln, dass sie ohne von Metall zu bauen, da die Bemauerung von Mauerwerk gänzlich unterbleiben muss. Ferner muss alles grosser Gewicht vermieden werden überhaupt dasselbe so tief als möglich liegen. Dessell enthalten alle Schiffskessel verhältnissmässig weniger Wasser als die stationären Kessel. Völliger Ausschluss geing. Gefahrlosigkeit, Bäll

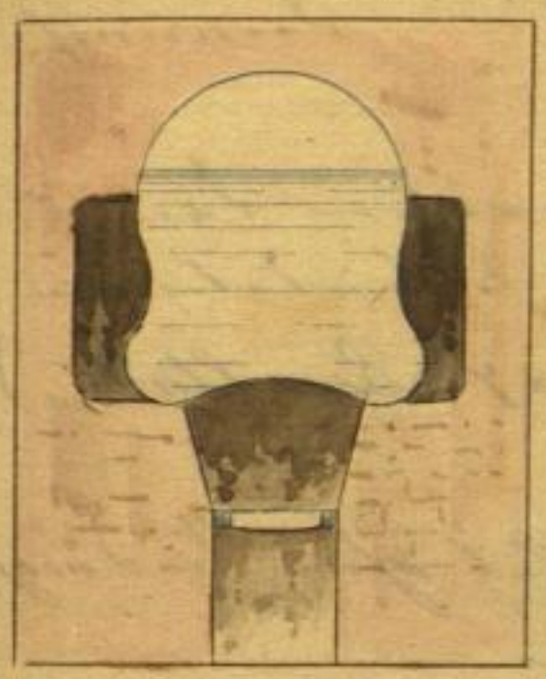
Amerikanischer Schiffs-Hochdruckkessel.



und gehöriges Anzeigen des Kessels in den Schiffsräumen sind unerlässliche Bedingungen.

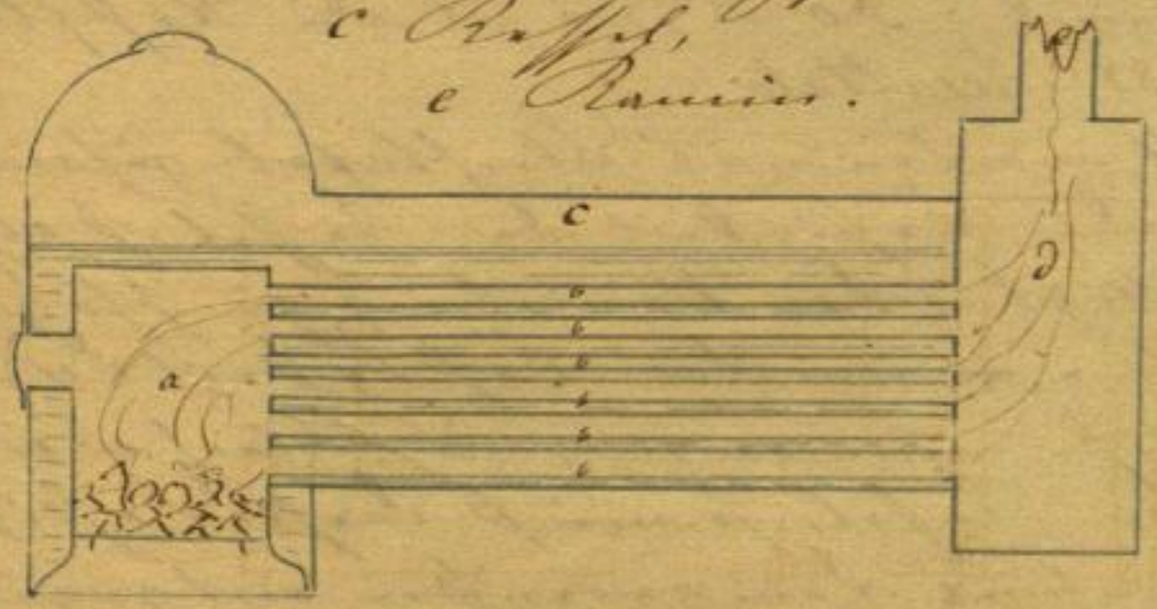
Alle Schiffskessel haben einen Feuerung. Ein Hauptforderniss der Schiffskessel ist die leichte Reinigung der Züge. Bei den Walfischen Kessel müssen Risse somit gemacht werden, dass ein Junge hinein kriechen kann um dieselben zu säubern.

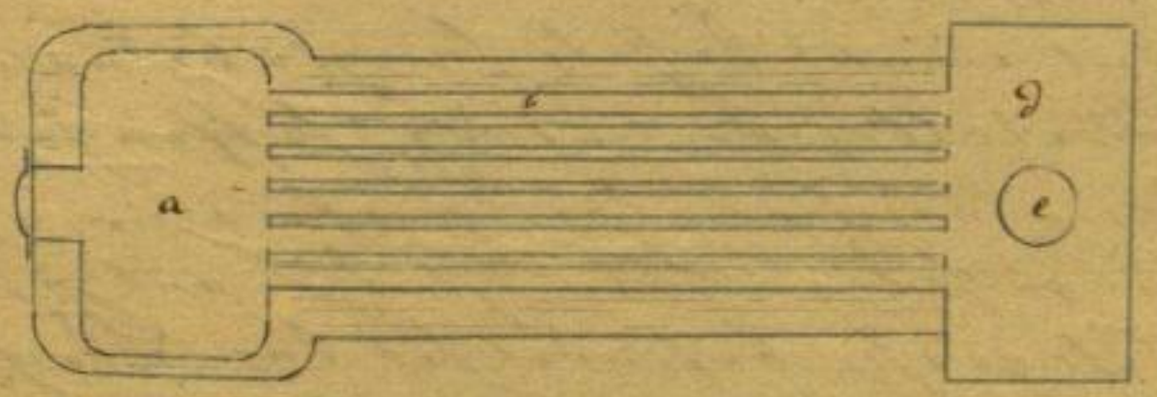
Dampfproduction sehr gut eingerichtet, haben aber alle keine der sehr geringen Festigkeit besonders der letztern muß sogar dieser eine kleine Fläche in seiner Lage i. Form erhalten werden. Diese geringe Festigkeit kommt aber daher: da Watt in England nur mit Dampf von sehr geringer Spannung zu wirken, während die Franzosen mit mäßiger Dampfspannung arbeiten. Diese Watt'schen



Kessel, die seiner Zeit den meisten gefielen i. bestanden sind daher jetzt nirgends mehr in Anwendung, sondern überall der französische Princip.
Selbst in England wurden sie jetzt wieder den ersten Kessel an, nur sie in den Resultaten gezeichnet sind. Die Form einer besten Kesselsorte sogenannten Locomotiv Kessel ist folgend.

a. Feuerbüchse, b Rohrenfeuer
c Kessel, d, Rauchkammer
e Kamin.





hier ist zu bemerken daß man durch solche Rohrenfeuer eine andere Heizfläche bei kleinem Gesamtvol: hervorbringen kann. weshalb diese Art Kessel auch bei Locomotiven benützt werden müssen, da man mit den andern Kesseln unmöglich ausreichte mit so in einem bestimmten Volumen enthalten müßte um die gehörige Heizfläche darzubieten.
Ist die Länge der Kessel (für einen einfachen) 8

Dessen Durchmesser, Die Heizfläche

sey $F = \frac{D\pi \cdot L}{m} = \pi \frac{1}{m} \left(\frac{L}{D}\right) D^2$ demnach

$D = \sqrt{\frac{m F}{\pi \left(\frac{L}{D}\right)}}$. Und Siederöhren damit verbunden so findet man

$D = \sqrt{\frac{F}{\pi \frac{L}{D}\left(\frac{1}{m} + \frac{1}{m_1}\left(\frac{d}{D}\right)\left(\frac{L}{l}\right)\right)}}$ (S. 187 Resultate.)

Nach der Erfahrung ist für Kessel ohne Siederöhren

$D = 0{,}75 \sqrt{\frac{L}{D} \cdot F}$.

Für Kessel mit 2 Siederöhren ist

$D = 0{,}446 \sqrt{\frac{L}{D} \cdot F}$. (S. 187.)

Wegen der Roste ist zu bemerken daß p. i Pferdekr. die Rostfläche = $\frac{1}{10}$ □^{m} sein soll. Oefen haben also per. i Pferdekr. der Maschine zusammen 1 □^{m} Rostfläche = $\frac{1}{10}$ □^{m}.

Nach Erfahrungen, welche Friedlich auf dem Rost verbrennt = 50 R, wo R die Rostfläche bedeutet. S. 188 Resultate.

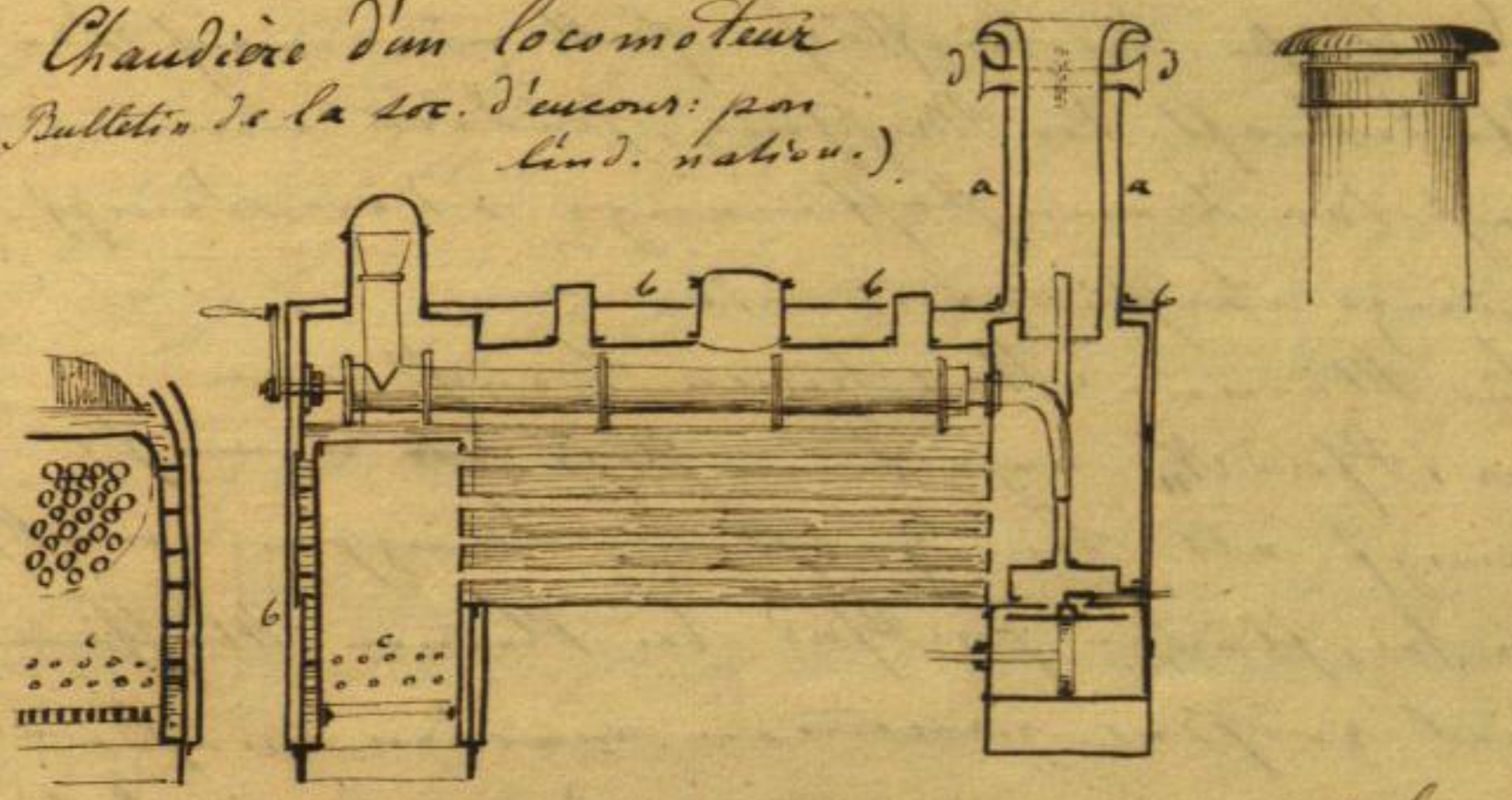
Die Kessel werden aus Blechtafeln zusammengenietet. Die Festigkeit der Kessel ist also nach der Festigkeit der Vernietung zu schätzen. Die nugefähr $\frac{1}{4}$ von der Festigkeit des Kessels ist, die er besitzen, wenn er ganz aus Blech wäre. Besteht also ein Kessel, so muß diese Festigkeit der der Vernietung dem zweifachen entgegengesetzt überwunden werden.

Die Festigkeit eines Kessels hängt aber natürlich zu ab von der Metalldicke und Beschaffenheit des Blechs. Sodann auch von der Temperatur, die das Blech auszuhalten hat. Ist die auszuhaltende Temperatur sehr groß, befindet sich das Blech im glühenden Zustande, so wird es viel weniger Festigkeit haben, als wenn es kalt wäre.

Die Kräfte, die solche Festigkeit in Anspruch nehmen, entstehen also aus dem Dampf. Wenn sich der Dampf zu sehr anhäuft, so steigt seine Temperatur, seine Spannkraft, so

Hartwig

Chaudière d'un locomoteur
(Bulletin de la soc. d'encour: pour l'ind. nation.)



a a capacité en tôle mince ou tout autre métal, fermée en dessus et laissant entre elle et la cheminée un intervalle pour le passage de l'air chaud. c c tuyaux courts et de petit diamètre servant à établir la communication entre le foyer et la capacité b. d d tuyaux en forme d'entonnoirs adaptés au haut de la cheminée et par où entre l'air exterieur. On concoit, que, quand le locomoteur marche dans un sens, l'air pénètre par le tuyau d et que si il roule en sens contraire, il entre par le tuyau opposé. Dans l'interieur du tuyeau a sont deux diaphragmes qui favorisent la descente de l'air, lequel s'échauffe par son contact avec la cheminée, les parois de la chaudière et celle du foyer; pénétrant ensuite dans le foyer au dessus de la grille par les tuyaux c c il brûle la fumée.

Nutzeffect der Kessel.

Bei zwei Kessel liefert, 1 Kol. Steinkohl. 7 Kol Dampf.
Cornwaller Kessel, die mit aus gezeichneter Steinkohle gefeizt werden geben mit 1 Kol Steinkohlen mehr als 7 Kol Dampf.

Wird das Speisewasser auf 40° erhitzt, ehe es in den Kessel kömt, so braucht 1 Kol Wasser 650 − 40 = 610 Wärme um Sattdampf verwandelt zu werden; 1 Kol. Kol. Steink. kann also im Maximum $\frac{7000}{610} = 11,4$ Kol Dampf erzeugt werden, wenn alle erzeugte Wärme in den Kessel eindringen würde.

Heizfläche des Kessel

Die Größe der Heizfläche soll nie nach der Pferdekraft der Maschine, sondern immer nach der Brennstoffmenge oder der Dampfmenge bestimmt werden

Für kleinere Maschinen braucht man per 1 Pferd Nu mehr Brennstoff ~~als~~ u mehr Dampf als bei großen Dampfm. muß daher die Heizflächen per Pferd bei kleinen Maschinen viel größer gemacht werden muß, als bei zweitens großen Maschinen. Man muß daher bei der Bestimmg der Heizfläche immer erst die Brennstoffmenge ausrechnen die per Stunde auf dem Rost verbrannt werden muß um 1 Pf. Nutzeffect mit der Maschine zu liefern (oder auch die Dampfmenge) und danach die Größe des Kessels bestimmen.

Will man die Heizfläche nach Pferdekräften rechnen, so müssen dieselben als absolute angegeben werden und und muß als Nutzbar, und man kann dann für jede Pferdekraft Na, der absolutem Effector 1 □m Heizfläche rechnen

---

Volumen des Kessel

Das Verhältniß des Volumens zur Oberfläche eines Kessels ist bei einfach cylindr: $= \frac{\pi d^2}{4} \cdot l : \pi d l = \frac{d}{4}$. Das Volumen wird also bei gleicher Heizfläche um so kleiner je kleiner der Durchmess.

Röhrenkessel sind für die Dampferzeugung etwas günstiger als cylindrische Kessel, da die normale Weite der Röhren immer sehr klein 4–10 cmtr ist, was zur Folge hat, daß immer Gase direct an die unmittelbaren Berührg mit der Heizfläche gerissen zu sein.

Nachtrag.

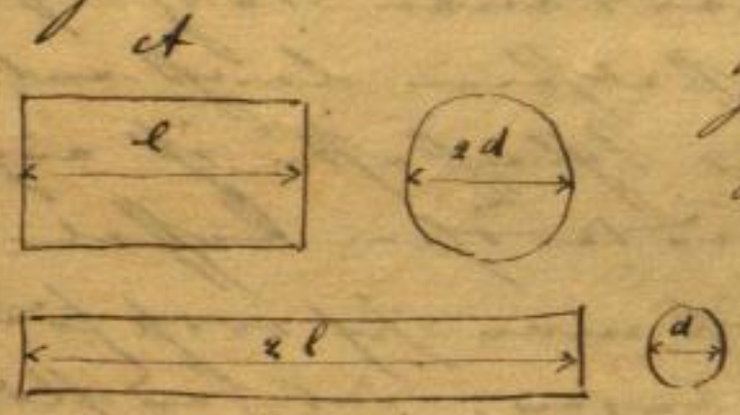
Wasseroberfläche

Die Wasserfläche im Kessel ist in Beziehung auf Wasserzugängigkeit ganz gleichgültig. Sie soll aber doch nicht zu klein sein, damit das Wasser im Kessel nicht zu stark und schnell sinken kann, damit eine nicht zu sorgfältige Speisung des Kessels bedingt wird.

Aufrechtstehende cylindrische Kessel sind in Beziehung auf Wasserzugängigkeit und Terrainschwierigkeit recht gut, sind aber in dieser (Wasserst.) hinsicht gefährlich.

Gewicht des Kessel.
Preis " "

Der Gewicht des Kessel ist zweimal zur Oberfläche und zur Metalldicke desselben.



Zwei Kessel werden gleiche Oberflächen und gleiche Heizflächen darbieten wenn der Durchmesser des einen 2d, der des anderen d und die Länge des ersteren l, die des letzteren 2l ist, werden also gleich viel Wasser zugängen. Da aber die Metalldicke des ersteren für gleiche Spannung doppelt so groß sein muß als die des zweiten von halben Durchmesser so wird der kurze weite Kessel doppelt so viel wiegen und auch mehr doppelt so viel Kosten als der lange von kleinem Durchm.

Gewicht der Kessel per Pferdekr.
200 – 225 Klo.

Lange Röhren sind daher in dieser Beziehung einander vorzuziehen. Dieses ist für Locomotiven und Schiffskessel wohl zu berücksichtigen.

Wasserquantum.

Das Quantum des Wassers im Kessel hängt von Volumen des Wassers ab, wird also bei gleicher Heizkraft des Kessels, für weite Kessel größer als für enge. Röhrenkessel sind in dieser Hinsicht ausgezeichnet. Denn bei Schiffskessel u. Locomotiven Heiz

Daß es kommen kann, daß der Kessel zerreißt wird. Denkt man aber etwas mehr nach, so ist es sehr einleuchtend, daß durch die bloße Spannung des Dampfes in solchen Zerreißen tritt, denn die Kessel sind alle so construirt, daß sie bis auf $\frac{1}{10}$ ihrer Festigkeit in Anspruch genommen werden. Noch kann ein Niederdruckkessel, der für 1 Atm. construirt ist durch 10 Atm. zersprengt werden, allein, das wäre schon eine entsetzliche Nachlässigkeit 10 Atm. in einem solchen Kessel entstehen zu lassen, welche Fälle sehr selten vorkommen.

Die Ursache der Kesselberstungen liegt also nicht in der zu großen Spannung zu suchen, sondern in einem andern Umstande. Daß diese Ursache nicht in der Spannung des Dampfes zu suchen ist ist noch dadurch sicher zu ersehen, daß es viele Fälle bekannt sind, daß solche Kesselberstungen vorkamen, wo das Ventil offen war, der Dampf also gar keine Spannung hatte. Der eigentliche Umstand, wodurch diese Berstungen hervorgerufen werden ist meist der Kesselstein, und in vielen Fällen auch in dem zu niederen Wasserstand zu suchen. Der Kesselstein, der sich überall ansetzt, ist ein sehr schlechter Wärmeleiter, der das Wasser vom Metall trennt, dieser Umstand bewirkt das Metall glühend werden kann. In diesem Fall springt nicht der Kesselstein das Wasser kommt mit dem glühenden Metall in Berührung, bläst es plötzlich ab, in welchem Augenblick bersten die Kessel dann bei.

Man muß also dafür sorgen, daß, wenn oder wo sich der Kesselstein ansetzt, er keinen Schaden verursachen kann, wie es bei allen Einrichtungen der Fall, bei denen die äußere Wand keine Heizfläche ist, wie es bei Locomotiven der Fall ist. Der Kesselstein kann nicht sei es dadurch werden durch Stücke fetten Öl, od. Dergl., die man in das Wasser wirft. Kann man sich auch keine dieser Arten des Ansetzen der Kesselsteins an den Wänden des Kessels, es besonders am Boden

Nach Ritterbrandt verfindet 1 Atm Salmiak auf 20 Cubic' (Gyps oder Kohlens. Kalk enthält:) Wasser der Ansetzen des Kesselsteins verhindert: es bildet sich: in Wasser lösbarer phosphorsaurer Kalk und kohlens. od. schwefels. Ammoniak.
Das schon angesetzte Kesselstein kann durch Mehrzusatz von Salmiak gelöst werden.

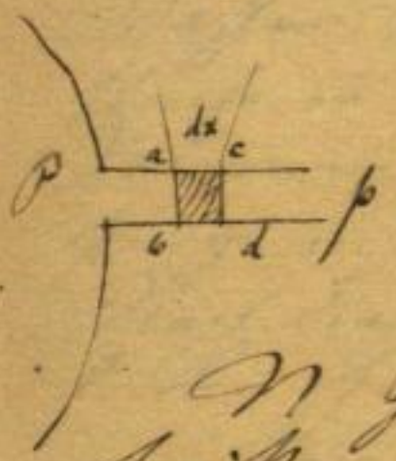
mehr dazu, so muß man aber den Kessel von Zeit zu Zeit von diesen Kesselsteinen befreien, was durch einen Meißel geschehen muß, da er merkwürdig fest an dem Eisen hält.

Die zweite Ursache aber solcher Kesselbersprünge die wohl die häufigste ist, ist in dem Sieden des Wassers unter hohem Niveau, wodurch eine heftigere Verdampfung entsteht, zu suchen. Siedet nämlich das Wasser im Kessel, so steht ein Theil desselben außen mit den glühend heißen Gasen und innen nicht mit Wasser in Berührung wodurch dieser Theil sehr leicht in Glühen geraten kann. Dazu kommt noch daß in diesem Augenblick mangel Dampf entwickelt wird, da die Heizfläche kleiner ist, daß dann zu wenig heftig geheizt wird und das Wasser immer mehr zu sieht. Kommt nun durch einen Stoß das Wasser mit den glühenden Wänden in Berührung, so entsteht plötzlich eine ganze Stück von dampf dessen Spannung natürlich immer mehr wächst und beim die Wandungen des Cylinders, die ohnedem durch das Abblasen heftige Störungen in Vibrationen zu erleiden haben, zerreißt. Daß solch Sieden des Wassers eintreten kann ist leicht einzusehen, da nur ein sehr unvorsichtiger oder aus Mißwillen gedrehter Heizer einen die Pumpe mit dem Kessel in Verbindung zu bringen, wenn er dem wirklich schon vorgepumpt ist. Oder er braucht nur, wenn er ist in Lust vorhand der Heizer einzuschlafen, der Wasserzufluß wird nicht regulirt so entsteht das Sieden des Niveaus.

Bei Dampfschiffen kann solches Sieden sehr leicht eintreten, denn bekanntlich werden da die Pumpen von der Maschine selbst getrieben. Wenn Leute den nun steht die Maschine, das Wasser hört auf in den Kessel zu fließen, der Heizer kommt aber fort, und so wird er nachher in Dampf verwandelt in Stücke. Dazu kommt noch, daß das Schiff immer geneigt steht, gegen die Landseite, da dort die Matrosen ein und

Ueber die Ausströmung des Dampfes aus einem Gefäß.
(Pag 292.)

Die Spannung im Innern eines Gefäßes sei $= P$
Die Spannung außerhalb desselben $= p$
Wie weit dieser Dampf strömt durch eine Röhre von Querschnitt w per 1" aus?



Es sei y die Spannung des ausströmenden Dampfes bei ab, $y+dy$ diejenige bei cd (um dx von ab entfernt.) v die Geschw. des Dampfes bei ab
$v+dv$ diejenige bei cd
N Geschw. des Dampfes am Ende der Röhre
so ist $w\,dx$ das Röhrenvolumen abcd
$w\,dx(\alpha+\beta y)$ das Gewicht des in abcd enthalt. Dampfes, dessen Druck auf die unendlich kl. Strecke $ac = y =$ constant angenommen werden kann.
ferner ist: $v = gt$

$$\frac{dv}{dt} = g\,\frac{\text{Treibende Kraft.}}{\text{Widerstand.}} = g\,\frac{wy - w(y+dy)}{(\alpha+\beta y)\,w\,dx} =$$

$$-g\frac{dy}{(\alpha+\beta y)\,dx} \qquad \frac{dx}{dt}\cdot dv = -g\frac{dy}{\alpha+\beta y}$$

$\frac{dx}{dt}$ nehmen wir aber $= v$, daher

$$v\,dv = -g\frac{dy}{\alpha+\beta y} = -\frac{g}{\beta}\cdot\frac{\beta\,dy}{(\alpha+\beta y)} \quad \text{Integrirt}$$

$$\frac{v^2}{2} = -\frac{g}{\beta}\cdot \lg\text{nat.}(\alpha+\beta y) + \text{Const.}$$

Am Anfang der Röhre ist die Geschw. des Dampfes so gering, daß man sie $= 0$ setzen kann; es ist also für $y = P$, $v = 0$ und $y = p$ $v = U$
Führt man diese Grenzen ein so ist $0 = -\frac{g}{\beta}\lg\text{n.}(\alpha+\beta P) + C$

$$\frac{U^2}{2} = -\frac{g}{\beta}\lg\text{nat.}(\alpha+\beta p) + C$$

Durch Subtrah. geht für die Geschw. der ausstr. Dampfes

$$\frac{U^2}{2g} = \frac{1}{\beta}\lg\text{n.}\left(\frac{\alpha+\beta P}{\alpha+\beta p}\right) \quad \text{oder} \quad U = \sqrt{\frac{2g}{\beta}\lg\text{n}\left(\frac{\alpha+\beta P}{\alpha+\beta p}\right)}$$

Es ist daher die per 1" ausströmende Dampfmenge Q durch einen Querschnitt Ω der Mündung der Röhre wenn k der Contraktionscoefficient

$$Q = k\,\Omega\,U(\alpha+\beta p)$$

nicht geladen werden und die neugierigen Passagiere natürlich auch alle auf der Seite stehen.
Indem sich somit nun der auf der rechten Seite des Schiffs befindliche Theil des Kessels, einerseits mit dem Feuer und immer mit keinem Wasser in Berührung, rot glühend wird. Läßt das Schiff nun ab, so stellt es sich gerade, das Wasser kommt mit einer größern glühenden Heizfläche in Berührung, es wird plötzlich ein enormes Volumen Dampf entwickelt, die Spannkraft steigt u. der Kessel berstet.
Nach diesem sehen wir leicht ein, daß solche Berstungen bei jedesmaligen Umständen ~~leicht~~ vorkommen müssen. Gegen solche Unglücksfälle muß man sich schützen u. kann sich schützen.
1. durch gutes Material u. große Metalldicke des Kessels, sodann 2. durch die zweckmäßigste Form des Kessels, die stets cylindrisch sein soll, mit kreisförmigem Querschnitt.
3. durch Verhütung der Flammenstreichen und durch sorgfältige Befestigung der Röhren mit den Wänden und durch Verstärkung derselben mittelst Ringen, Bolzen und Riegeln.
Nebenbei heißt durch Vermehrung der Widerstandsfähigkeit des Kessels. Bei uns aber durch Vermeidung aller Brüche, die durch zu hohe Dampfspannung, durch Tiefen der Wasser etc entstehen können wegen es nur ein Mittel gibt und auch muß einen brauchbaren lichtmäßigen zuverlässigen Heizer.
Was nun die Metalldicke des Kessels betrifft, so ist S. 188 eine Regel $\delta = \alpha D(n-1) + L$ nach der franz. Methode aufgestellt, die aber von keinem Nutzen ist, diese für und an Eisen gültig ist für Kessel die nach einer gespannt werden und nicht nach einem gedrückt.

also gerade für die stärksten Theile am Kessel
Redtenbacher meint, man müsse von der Betrachtung
ausgehen, daß im Fall des Bersten jeder Kessel
ein Sicherheitskessel ist und daß durch diese
Vorrichtungen zu Verstärkungen sei.

Wir gehen nun über zur Betrachtung der Kesselgarnitur, (unter Armaturen, Hahnen, Ventile überhaupt
alles was zum Kessel gehört und den Kessel umgibt).

1. Einige über die Feuerröhren. Diese gehen durch
die Mauerung, so daß man leicht zu ihnen kommen,
sie leicht vom Schmutz reinigen kann.

Gußeisernes Futter

2. Träger für die Siedekessel.
Lasser werden diese an
die großen Kessel durch
Schmiedeeisernes Schleifen
angehängt wie 3 zeigt.

Fig. 4. zeigt die Anordnung
der Siedekessel in
der Mauerung:
die großen Kessel
werden durch große
Zangen getragen, die
man in 4 zum Mist
stocke.

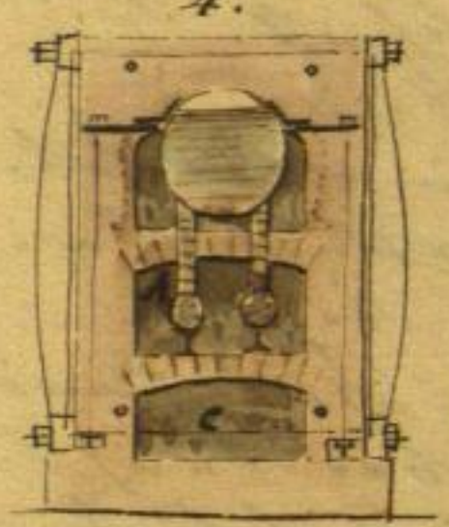
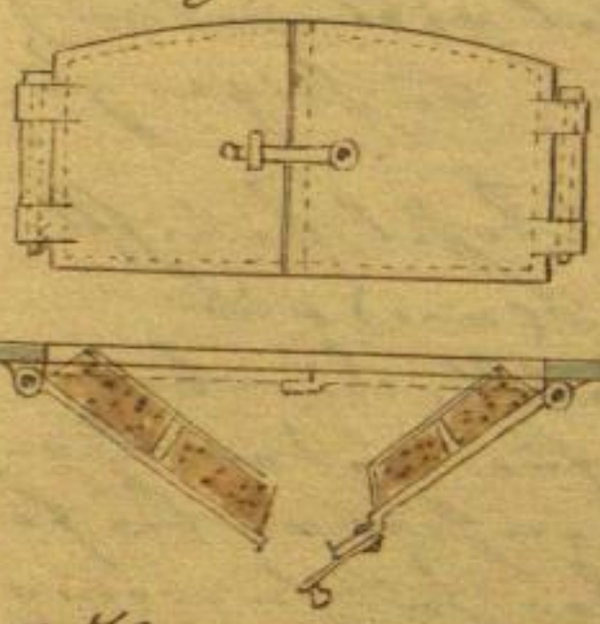
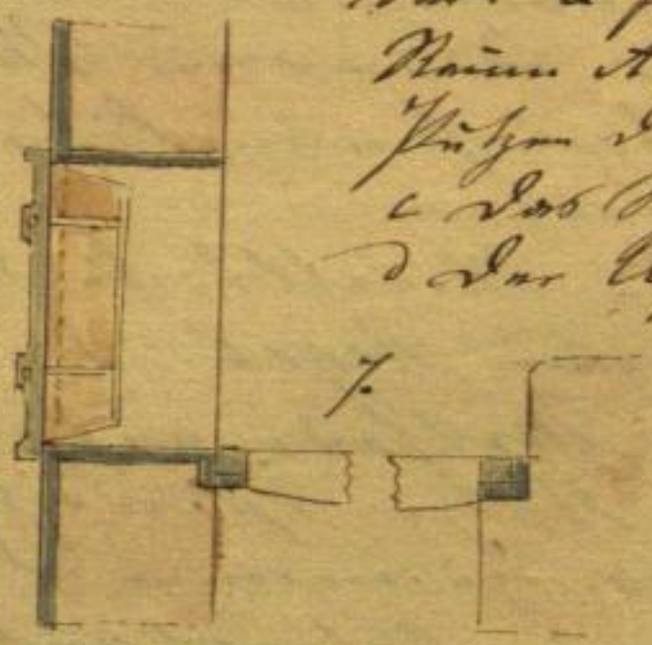


Fig 5 stellt die Verkleidung oder Mauerung
dar. a Fußlöcher für den
Raum A., b Löcher zum
Stützen der Siederöhren.
c das Schürloch und
d der Aschenraum.

Fig. 6.



7.



6. Thür zum
Schürloch, nur
mit einem
schmiedeeisernen Blöcke
leiter versehen.

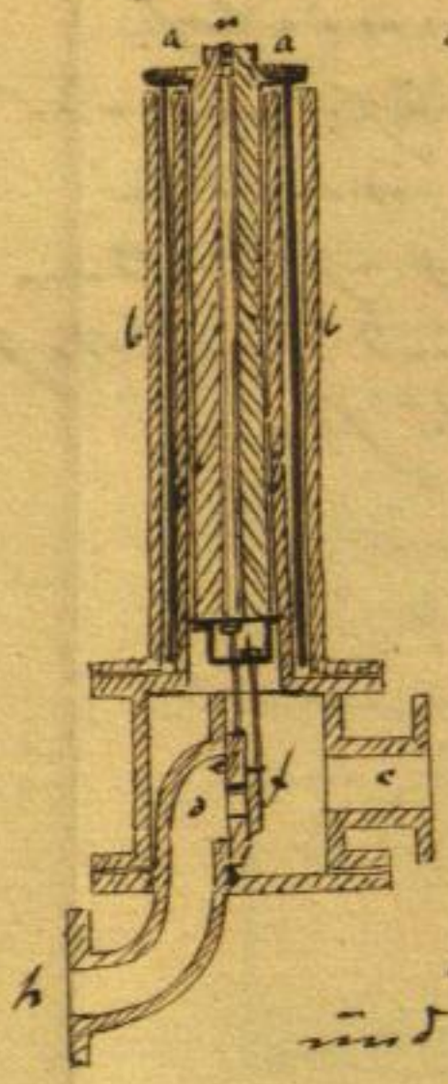
7. Thür zum Schürloch in der Querschnitt, nebst Rost.
Damit man leicht in den Kessel und gelangen kann
um ihn allenfalls von Schmutz zu befreien
oder ihn zu reparieren, so ist oben an demselben
ein Eingang das sogenannte Mannloch, und um

Nachtrag

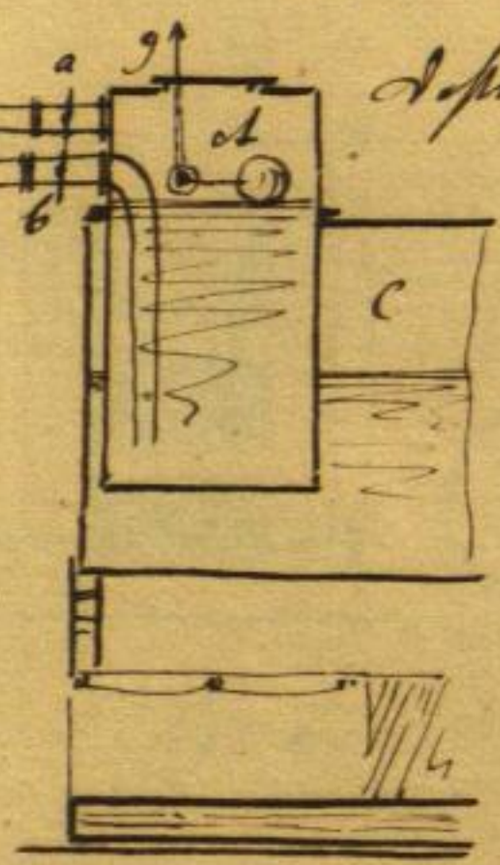
Soll ein Kessel nicht continuirlich gespeist werden sondern nur während des Tages, so hat man gut Thüren vor der Ofenstelle zu machen, die Abends geschlossen werden damit sich der Kessel und das Wasser während der Nacht nicht stark abkühlen können.

Fischer Kunstl.

Apparat um den durch die ~~Blasenpfeife~~ entweichenden Dampf wieder aufzusammeln.



c sitzt in dem Kesselraume, h in dem luftleeren Raume des Condensators.
Zwischen den 2 Cylindern bb ò bb ist Quecksilber in welches sich der Cylinder a taucht denn die Stange n ein Gewicht trägt = dem Drucke des Dampfes. Wird die Dampfspannung zu groß so hebt dieselbe den Cylinder a a mithin auch f und läßt den Dampf in den Condensator entweichen. Ist die Öffnung die f sehr klein so steigt der Dampf dort nach, so steigt auch a weiter und öffnet dann durch e die größere Öffnung.



Destillationsapparat um das durch Dampfentweichung verlorene Wasser im Kessel zu ersetzen:
hierbei wird vorausgesetzt daß blos das durch Condensation aus der Dampfe erhaltene Wasser in den Kessel geleitet wird, und nicht das zum Condensiren benutzte, der Rückstand Fremdwasser ist und demnach den Kessel sehr bald in Rüstirt.
Sinkt der Wasserstand im Kessel c öffnet man den Hahn a u. füllt da durch die Communication des leeren Raumes des Condensators mit d her. das Wasser in d destillirt dann dieses und nunmehr so das Wasser des Condensators.
Durch den Hahn b wird Wasser in d eingelassen, wenn solches sinkt, was durch einen Schwimmer g angezeigt wird. Dieser Destillationsapparat ist besonders bei Dampfschiffen auf der See zu gebrauchen.

nicht immer das Mauermerk zu zerstören, so ist auf die Öffnung ein cylindrischer Aufsatz angeschraubt. Der Dampf dringt durch das Mauerwerk über die Deckplatte vorst und oben durch einen Deckel mit Riegel geschlossen werden kann. Sodann sind gewöhnlich noch Sicherheitsventile an der Oberseite der Kessel angebracht. Diese können sein: 1. Ein einfaches Ventil das durch einen Hebel b mit einem Gewicht c niedergepresst wird. Drückt der Dampf stärker von unten auf das Ventil, wie der Hebel von oben, so öffnet es sich und der Dampf entweicht, kann also nie eine höhere Spannkraft erreichen. Der Hebel b läuft in einer Führung d. Dieses Ventil taugt wenig aus der Zeit, wo man glaubte die allzugroße Spannkraft zerspringe den Kessel. Es dient also jetzt eigentlich nicht mehr als Sicherheitsventil, sondern nur noch als Spannkraftmesser. Damit der Dampf nicht über eine gewisse Temperatur, die einem bestimmten Druck im Kessel entspricht, erhitzt wird hat man eine aus einer Metallegirung, die bei dieser Temperatur schmilzt, bestehende Platte a mit dem Dampf in Berührung gebracht. Wird der Dampf so mit erhitzt, so schmilzt die Platte und der Dampf entweicht. Diese Einrichtung wäre recht gut, wenn sie nicht an den größten Schwierigkeiten scheiterte. Es sind nämlich schon

Ventil.

Querschnitt

Mannsloch.

Deckl.

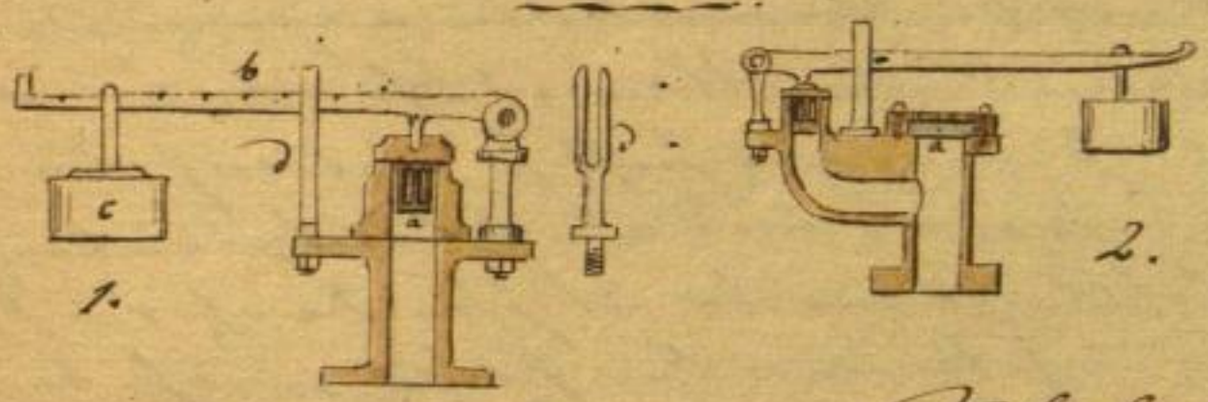
Deck.

Platte.

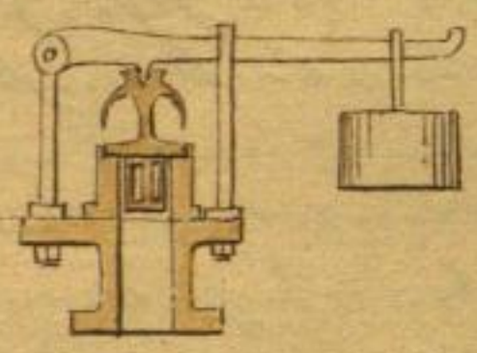
Mannsloch

Kessel.

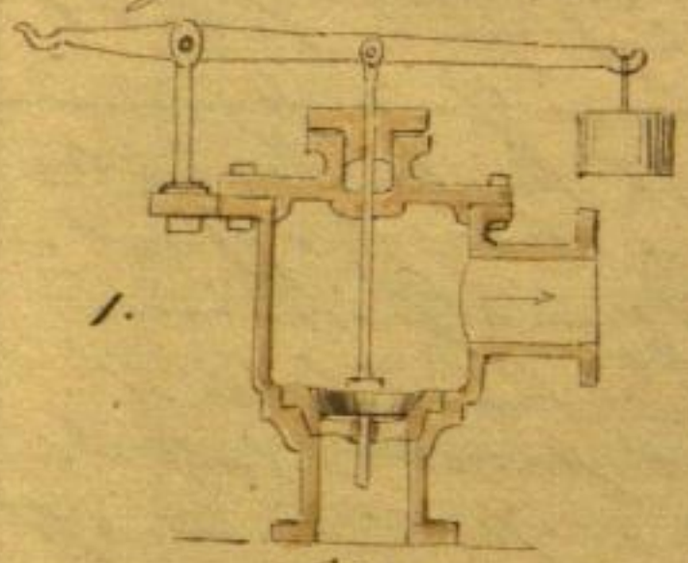
Sicherheits-Ventile.



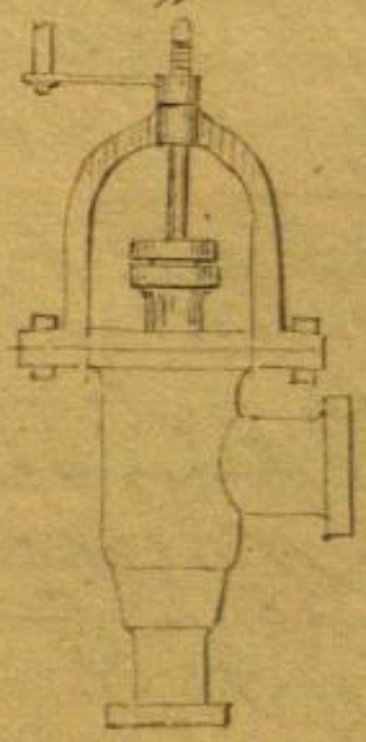
Alarm-Ventil 3.



Fälle vorgekommen, daß man, um großen Unglücksfällen zu vorbeugen (Springen eines Dampfkessels) das Schmelzen der Platte durch Abkühlen mit Wasser verhindern mußte. Und dieses wird man gewiß bei Fabriksanlagen keine Mühe der Fabrik zu entziehen zu lassen immer thun, denn um eine solche neue Platte einzusetzen ist ein Stillstand des Kessels von Dampf nöthig. — Ventil 3. Alarm Ventil genannt ist von einigem Nutzen. Der Dampf strömt nämlich beim Öffnen des Ventils auf die Röhre einer Glocke, wodurch er gepfeift wird, und die Glocke heftig erschüttert, wodurch der bekannte Ton entsteht. Dieses wird jetzt noch bei Locomotiven angewendet. Ein großer Nachtheil dieser Alarmpfeife ist, der, daß sich der heiße Dampf verflüchtet sich zu viel auf die Alarmpfeife zu verlassen und einschläft, denkend, wenn etwas fehlt, so werde es schon durch die Pfeife gemeldet. Dadurch können die frischen wichtigen Nebenstände eintreten, welche die Pfeife nicht oder zu spät angibt, wenn ein Unglück nicht mehr zu verhüten ist. — Außer diesen Ventil muß denn an jedem Kessel noch ein Ventil vorhanden sein, um den Kessel von der Maschine abzuschließen. Ein solches ist bei stehender Ein Conusventil wird durch ein Gewicht niedergezogen und verschließt somit den Eingang der Dampfes in die Maschine. Soll die Maschine in Bewegung gesetzt werden so hängt man das Gewicht auf die andere Seite des Hebels, wodurch das Ventil gehoben wird. Für große Spannungen reicht ein Gewicht nicht mehr aus, man wendet dort eine Schraube an, wie Fig 2 zeigt. Das Uebrige bleibt dasselbe.

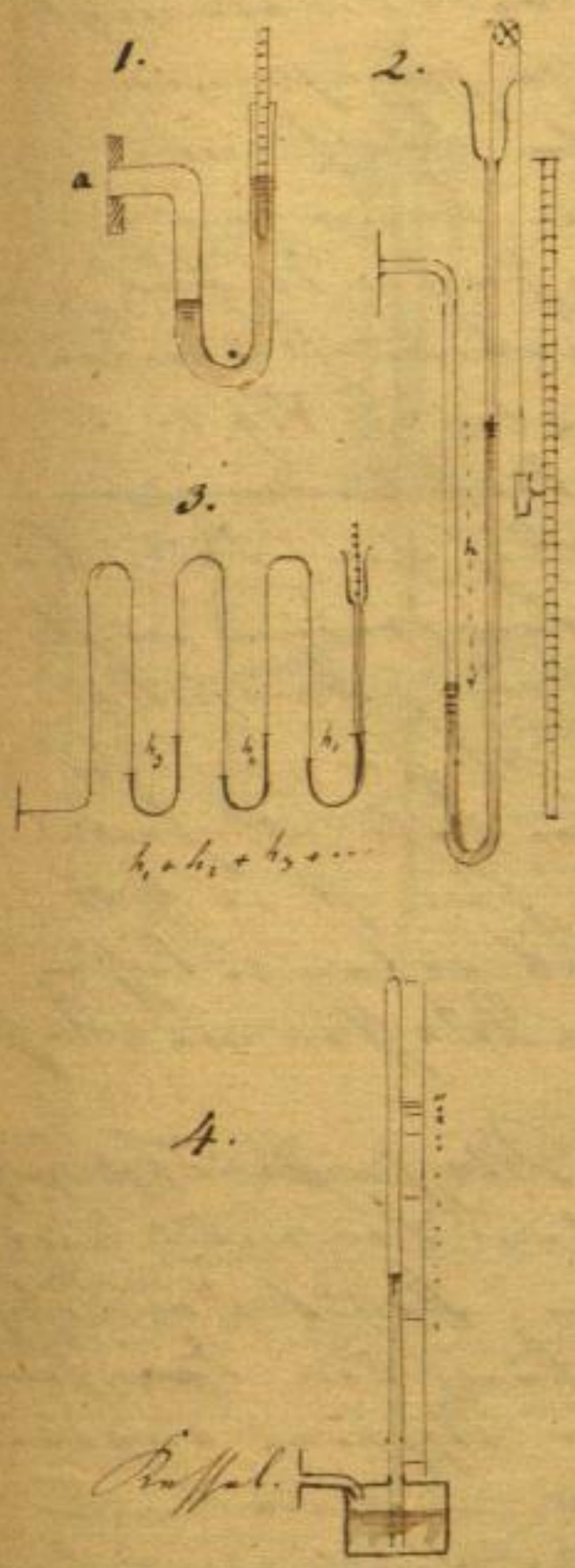


1. Kessel



2.

Die Spannkraft des Dampfes im Kessel kann gemessen werden erstens durch das aber bessere bereits Sicherheitsventil, dann aber auch auf bequemere Art durch folgende Manometer.



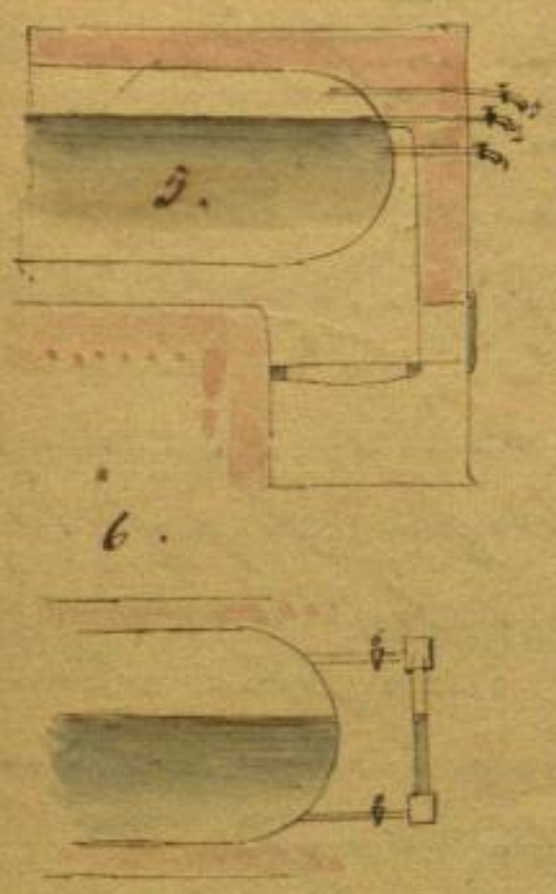
1. Ein heberförmig gebogenes Glasrohr, das mit Quecksilber gefüllt ist communicirt bei a mit dem Dampfraum im Kessel. Durch die Differenz der Quecksilbersäulen, die in ein Quecksilber stehende Nähe angibt, wird der Dampfdruck gemessen.

Für etwas größere Spannungen wird 2. angewendet, für noch größere wird eine Glasröhre zu voluminös werden und man ordnet es wie 3 an.

Das Luftmanometer 4 kann für sehr große Spannungen gebraucht werden, allein es ist zu gebrechlich und ist dadurch wenig mehr in Gebrauch.

Der Stand des Wassers im Kessel wird durch 3 Hähne beobachtet 1.2.3.

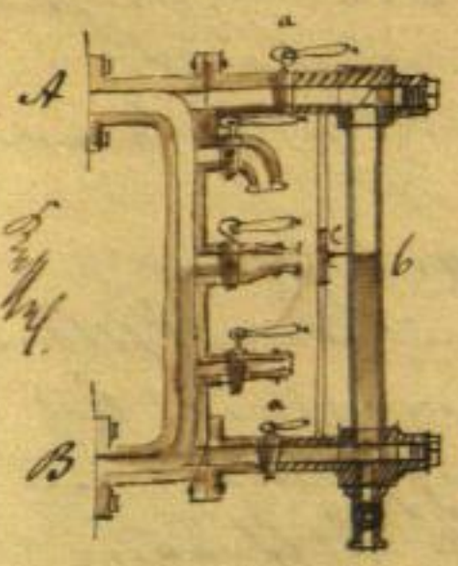
1 Bedeckt Wasser geben
2. " " und Dampf geben
und. 3. blos Dampf.

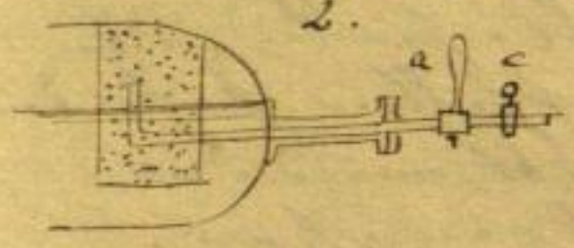


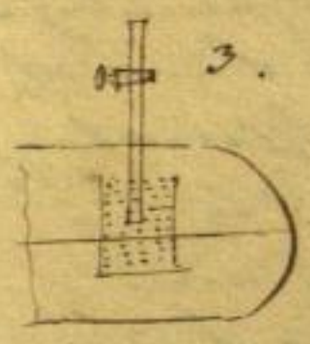
gibt 1. Dampf so steht das Wasser zu tief und gibt 3 Wasser so steht dasselbe zu hoch.

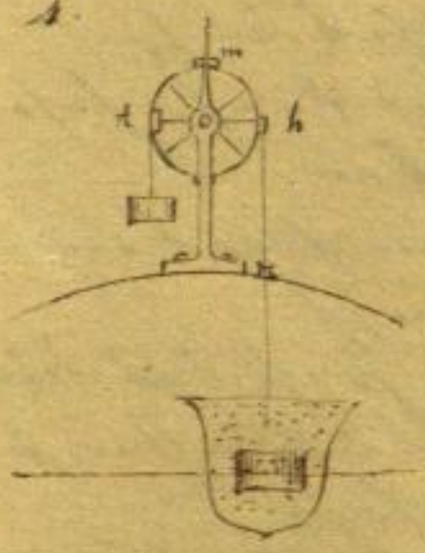
Ein anderer Wasserstandsmesser ist Fig. 96. eine einfache oben und unten mit dem Kessel communicirende Glasröhre. Durch das Absehen des Kesselsteins am Glas erblindet dasselbe und muß ersetzt werden. Auch wird dasselbe leicht zerbrochen. Da beide Apparate leicht gestört.

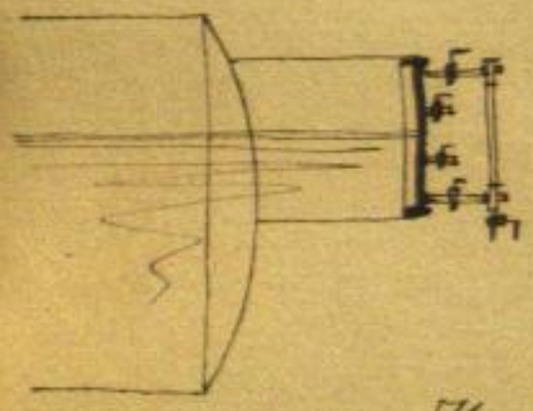
Diese Einrichtung hat den Nachtheil, daß wenn die Röhre A durch Kesselstein verstopft wird, was oft und schnell geschieht, man den Wasserstand im Kessel nicht mehr erkennen kann oder gar glaubt es sei zu viel Wasser im Kessel, während vielleicht gefährlich wenig drin ist, die allen Höhen könnt natürlich Wasser heraus. Ebenso wenn B verstopft ist kommt überall Dampf heraus, wenn vielleicht A offen ist viel Wasser im Kessel ist. Besser ist eine Schaukel

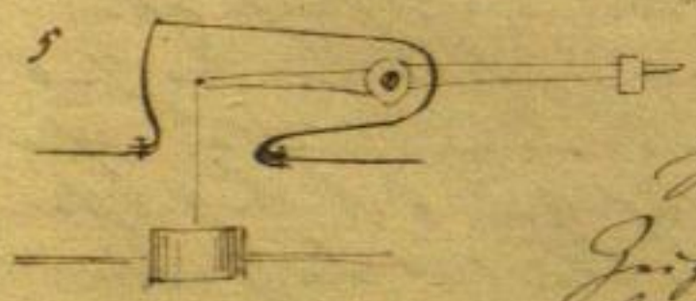












in die die Probe höhen extra eingeschraubt sind. Man erkennt ein Verstopfen irgend einer Röhre sehr leicht und kann selbst wenn der Kessel in Feuer liegt, die verstopfte Röhre mit einem Draht ausstoßen und putzen.

wurden können, oder doch wenigstens nicht mehr anzeigen so hat man zur Sicherheit beide vereinigt. Zu diesem die Röhre b so schließt man a, a ab und setzt sie durch eine neue. Der Zeiger c kann zur Bezeichnung des Wasserstandes für die richtige Höhe gebraucht werden.

Ein anderer Indicator ist Fig 2. Durch einen Gummischlauch man ein aufrecht gebogenes Röhrchen, das über das Wasser in der Dampfräume reicht. Dieses Röhrchen kommt es nicht an das Wasser, welches bei Öffnen des Hahnes c herausgepreßt wird. Hier ist es gut das Röhrchen in ein Rohr gehen zu lassen um das Steigen des Wassers im Kessel etwas zu modificiren.

Ein anderer einfacher Wasserstandsanzeiger ist Fig. 3. ein Röhrchen das man auf und einschieben kann. Kommt das Röhrchen und das Wasser so steht dasselbe durch den Dampfdruck.

Oft wird noch folgender Apparat angewandt. Ein feiner Draht, die andere einer Seite ein Gewicht auf der andern Seite einen Schwimmer trägt läuft über ein Röllchen auf dem die 3 Stäbe l, m und h angegeben sind.

Steht das Wasser recht so zeigt der Indicator auf m (Mittelstand) Sinkt das Wasser so sinkt auch der Schwimmer und nimmt das Röllchen mit seinen, wodurch der Zeiger auf l zu stehen kommt, was tief anzeigt. Steigt das Wasser, so geht das Röllchen auf und der Zeiger steht bei h, was hohen Stand bedeutet. Der feine Draht muß natürlich durch eine gute Stopfbüchse geführt.

Sonst wendet man noch zum Anzeigen des Wasserstandes Fig 5 an. Ein Hebel steht auf der einen Seite mit

Wasserstandanzeiger mit Schwimmer.

fig. I.

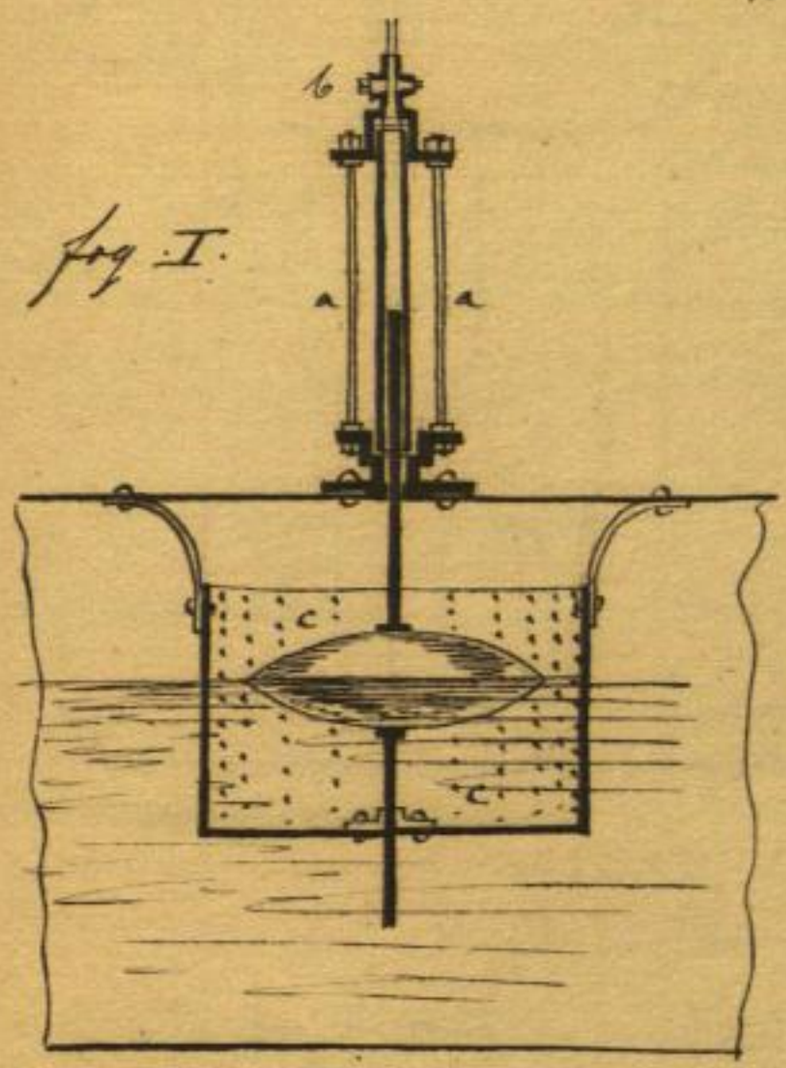
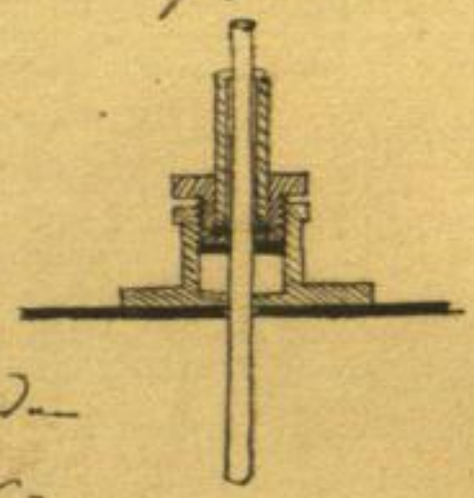
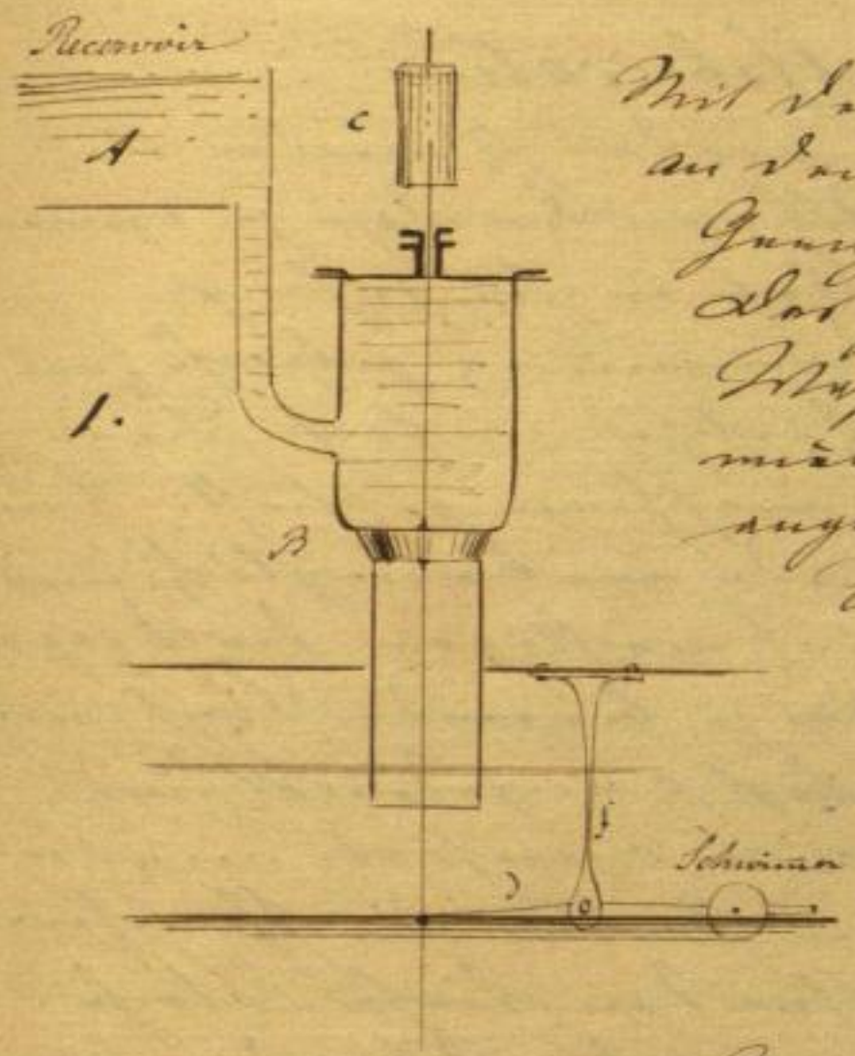


fig. 2



Die Stange des Schwimmers reicht oben in ein Glasrohr des unten und oben geschlossen und mittelst zweier Zugstangen a befestigt ist. Ein durchlöcherter Korb c verhindert die fortwährenden Schwankungen des Wasserspiegels um den Schwimmer herum und dient unten zugleich als Führung der Schwimmerstange. Durch ein Fähnchen b kann ein Dampfstrom durch das Glas geleitet werden, um es von Fett zu Zeit zu reinigen. Ist der Schwimmer groß und kräftig so kann er so eingerichtet (fig. 2) werden daß seine Stange oben abgeschlossen ist, um ein Durchblasen zu verhüten im Fall das Glas bricht, und das Hinsehen eines andern Glases zu vermeiden ehe der Kessel außer Dienst und Spannung setzen zu müssen. Man schraubt die Mutter ~~mittel~~ nur lose an um ein leichtes Spiel des Schwimmers zu erzielen, und nur wenn das Glas bricht schraubt man sie fest, daß kein Dampf entweicht.



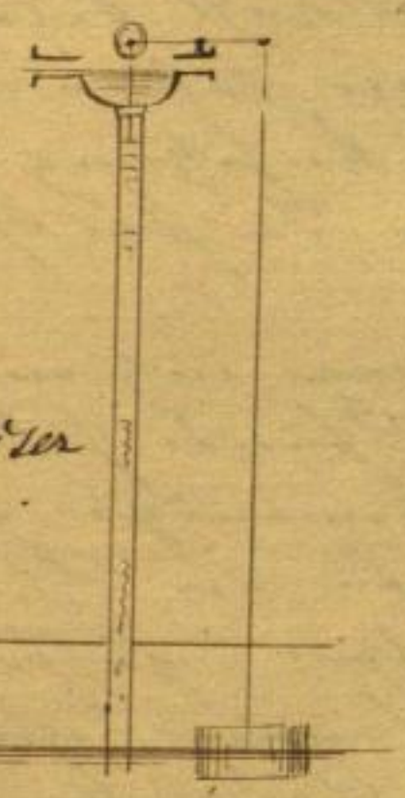
Mit dem Schwimmer in Verbindung an dem andern Ende trägt er ein Gewicht. Tritt das Wasser zurück, so sperrt das Gewicht in Deckel tiefer Wasserstand. Auch hier muß wieder eine gute Vorrichtung angebracht werden.

Selbstwirkende Apparate, die den Wasserstand in Kesseln regulieren sind folgende.

1. A. ein immer gefüllter Wasserreservoir.

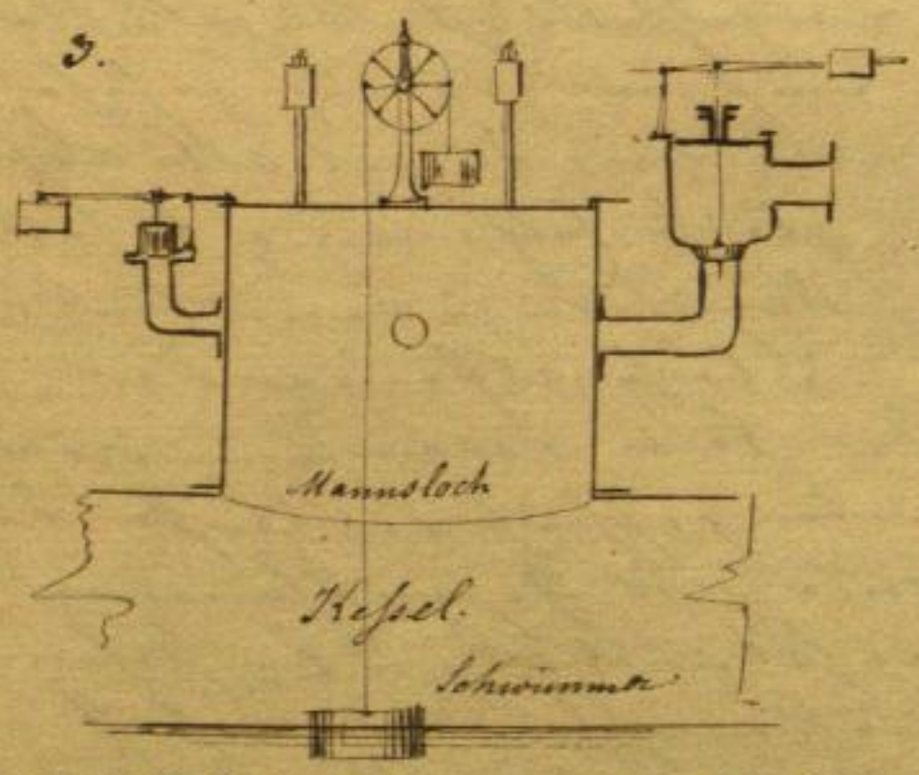
B ein Regelventil mit einem Gewicht C an einer Stange, welche an einem Arm des Hebels d in Verbindung steht. An dem andern Arm des Hebels trägt einen Schwimmer. Fällt nun das Wasser, so sinkt der Schwimmer, öffnet das Ventil. Steigt das Wasser zu hoch, so kommt es mit der Röhre in Contact und wird durch den Dampf hinausgedrückt.

2. Anordnung 2 hat besonders Watt angewendet, für gewöhnliche Dampfschaumungen.



Die Wassersäule muß so groß sein, daß sie den Dampfdruck überwiegt. Die andere Einrichtung muß für sich.

Für große Dampfschaumungen geht dieser Apparat nicht mehr, da die Wassersäule zu hoch sein müßte.

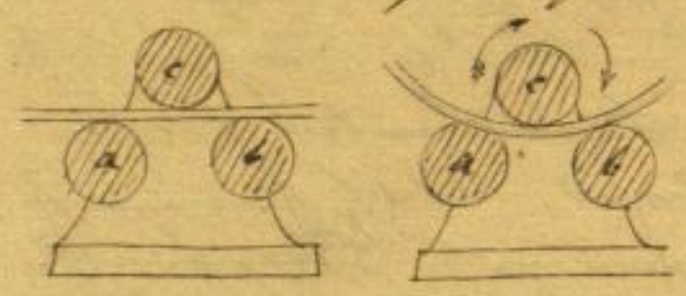


Diese Angaben Apparate wird man natürlich alle schon zu Stande anbringen, am besten an den Aufsatz des Mannslochs nach Fig 3 zeigt.

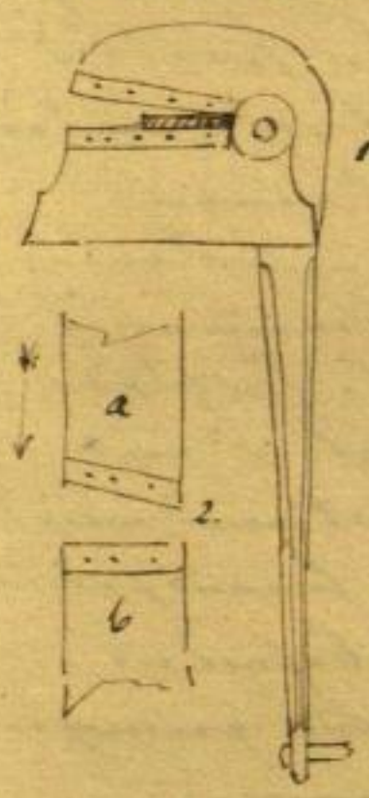
Kessel:
106

Ueber die Kesselfabrication.

Soll ein Kessel gemacht werden so werden er

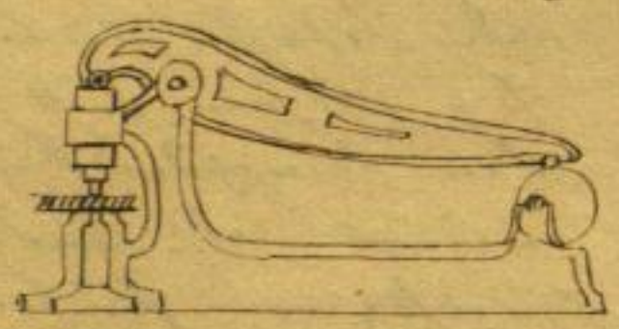


Allem die dazu gehörigen Bleche in ihre gehörige Krümmung gebracht, was durch sehr einfache Biegmaschinen geschieht. Zwei Walzen ab sind gegeneinander im Bewegt, und eine dritte c kann durch mächtigen Druck gegen beide hin bewegt werden. Das zu biegende Blech wird in 1 zwischen die Walzen gelegt c angedrückt und nun gedreht. Je nachdem man c mehr od. weniger andrückt erhält das Blech eine stärkere oder schwächere Krümmung. – Zum Schneiden dieser Bleche hat man bestehende Scheren. Die Schneiden derselben sind mit Stahl belegt, damit die Schneiden länger halten. Durch eine starke Hebelübersetzung können mit diesen Scheren die stärksten Bleche geschnitten werden.



Manchmal läßt man sich ein Metall a gegen ein feste Schneide hin bewegen. Dies hinreichend schwieriger geht. Das Durchlochen für die Schraube u. für die Niethbolzen geschieht durch Lochmaschinen, eine einfache Tig 3 dem Gedanken nach dargestellt ist. Hier ist sämtlich nur Sehr darauf gesehen worden, damit alle Löcher gleiche Entfernung behalten, damit die zu vernietenden Bleche übereinander passen. Das Vernieten geschieht an Luft durch Handarbeit mit Gesenkhämmern. Man hat auch Dies bestehende Nietenmaschinen, es reicht allein das Resultat ist nicht sehr gut. Die einfachste ist mir an der Lochmaschine.

3.



4.

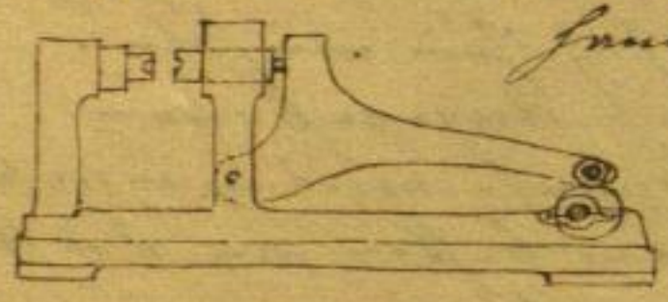


fig 1.

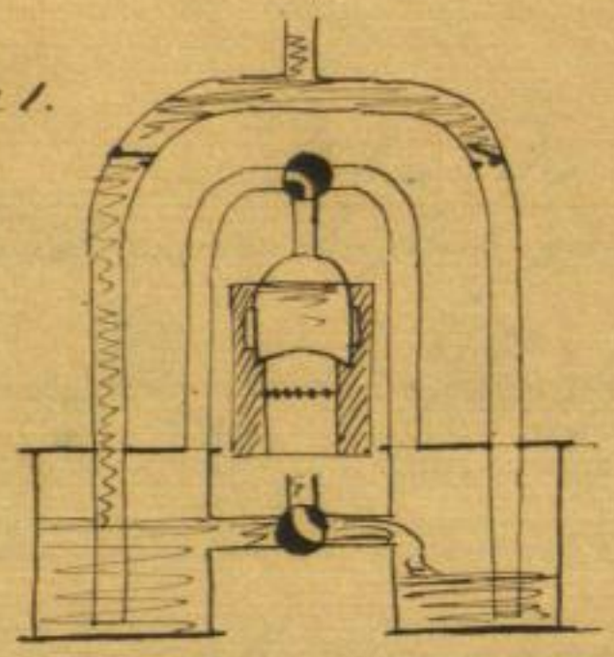
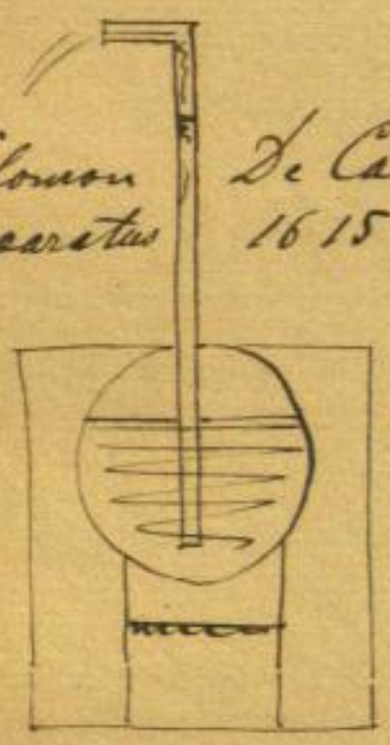


fig 1. Worcesters Dampfmaschine 1663 von ihm selbst beschrieben

fig 2.



Solomon apparatus

De Caus 1615

In England scheint man die Erfindung der Dampfm. einem Marquis v. ~~Worchester~~ Worcester zu (1663).

Nach einem Versuchen zu Rüsser nannte Dalgard, woraus wahrscheinlich de Caus gemacht wurde. Dalgard soll als Mechaniker in Navarra gekommen ~~sein~~ und dort wirklich Maschinen gemacht haben

Dann Erfinder Murray war.

Thomas Savery's steam engine (Vacuum Principle) 1698.

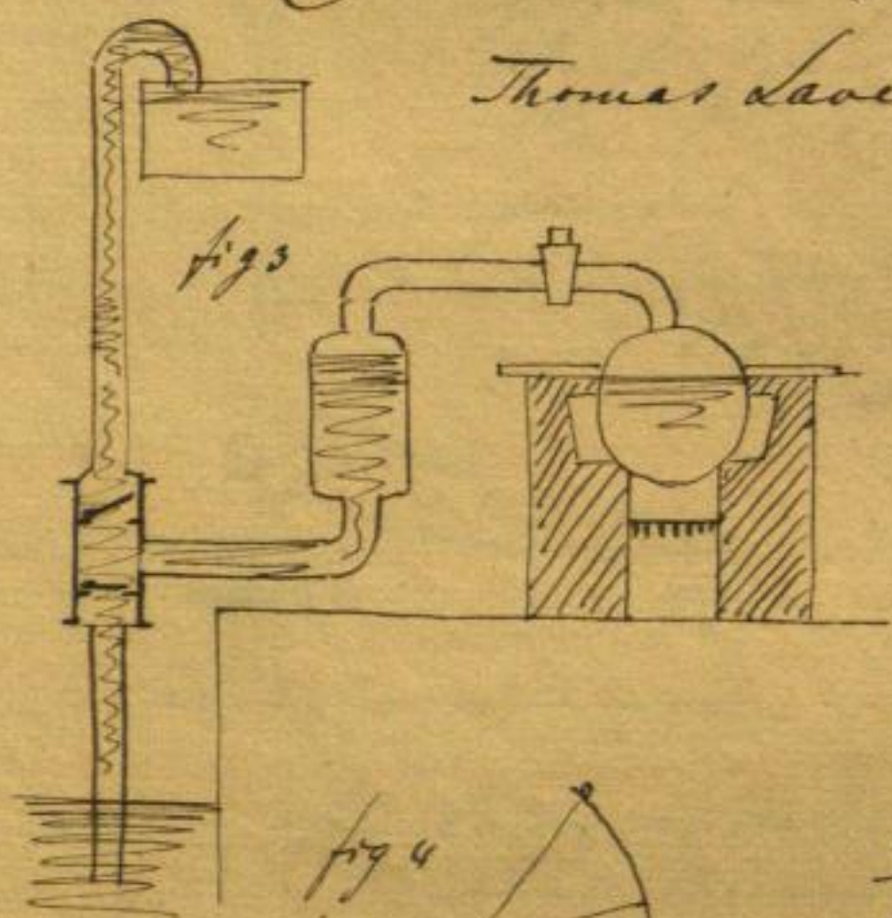


fig 3

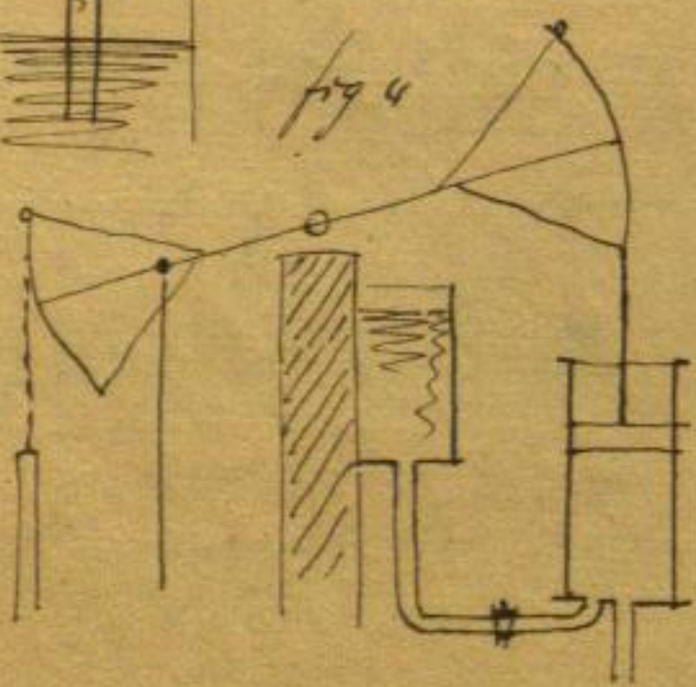


fig 4

fig 4. Thomas Newcomen's steam-cylinder and piston engine at the commencement of the 18. century (athmospheric engine)

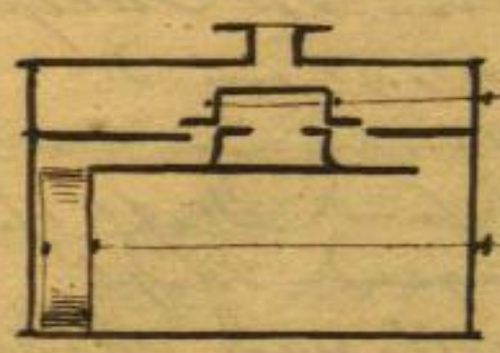
1719 wurde Savery die erste Erfindung angebracht.

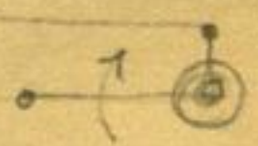
1780 erhielt Mr. Picard v. Birmingham ein Patent auf die Kurbel als Maschinendetail. 1781 Watts sun & planets wheels.

Ueber die Dampfmaschinen.

Der eigentliche Erfinder der Dampfmaschinen ist nicht bekannt. Die Engländer Franzosen u. Deutschen machen Anspruch auf die Erfindung. Wahrscheinlich haben alle recht, wenigstens England u. Frankreich.
In England ging man von dem Gedanken aus den Luftdruck als Motor zu gebrauchen und diese ihre Maschine Athmospherical machines.
In Frankreich wurde wahrscheinlich die eigentliche Dampfmaschine zuerst construirt, denn dort ging man mit dem Gedanken um den Dampfdruck als Motor zu benützen. und zwar waren die ersten Erfinder Salomon de Caus und Papin, dessen Dampfmaschine (Papin'sche Topf.) noch als Kaffemaschine besteht. 1698

Die wesentlichsten Theile einer Dampfmaschine sind. 1 Kolben mit einer Kolbenstange
1 Stiefel, in dem der Kolben sich bewegt, und ein Vorrath um den Dampf in den Stiefel zu leiten die Steuerung. Bei nebenstehender Maschine wirkt der Dampf durch den ganzen Hub mit gleicher Kraft und wird dann in die freie Luft gelassen.





Da dieser Dampf, der dieses Hub gearbeitet hat aber noch in seiner vollen Kraft ist, und man so verfährt, so hat man auf den Gedanken gekommen den Dampf durch Expansion wirken zu lassen. Und um die Stärke der ausgearbeiteten Dämpfe noch zu gewinnen läßt man den Dampf durch kaltes Wasser condensiren. Man unterscheidet daher:
1. Maschinen ohne Condensation. bei denen der Dampf während des ganzen Kolbenhubes wirkt und endlich in die freie Luft entweicht
2. Expansionsmaschinen ohne Condensation bei denen der Dampf Hahnen mit unveränderlicher Spannung Hahn mit abnehmender Spannkraft auf die Maschine einwirkt und dann in expandirtem Zustand in die Luft entweicht. 3. Condensationsmaschinen ohne Expansion. Der Dampf wirkt

Dieß den ganzen Schub mit einer veränderlichen Spannung und entweicht am Ende nicht in die freie Luft, sondern in einen Condensator in dem er durch Abkühlung verdichtet wird.

4. Expansionsmaschine mit Condensation. Hier wirkt der Dampf stets mit einer veränderlichen Intensität stets mit Expansion in entweder dem in einen Condensator, in dem er durch Abkühlung verdichtet wird

Die Maschinen können auch noch ferner eingetheilt werden; in:

1. Einfachwirkende, bei denen der Kolben nur nach einer Richtung getrieben wird und dann sei zurück zu seiner ursprünglichen Kraft gerufen wird um wieder von neuem getrieben zu werden (Jetzt nur noch bei Locomotivmaschinen angewendet.)

2 Doppeltwirkende, bei welchen der Kolben continuirlich durch den Dampf getrieben und hin: hergeschoben wird.

Dieser können die Maschinen noch eingetheilt werden nach der Art ihrer Kolbenbewegung in

1. Mit Kolbenbewegung.

2. Rotirende Maschinen, bei denen der Receptor continuirlich im Kreis herum bewegt wird.

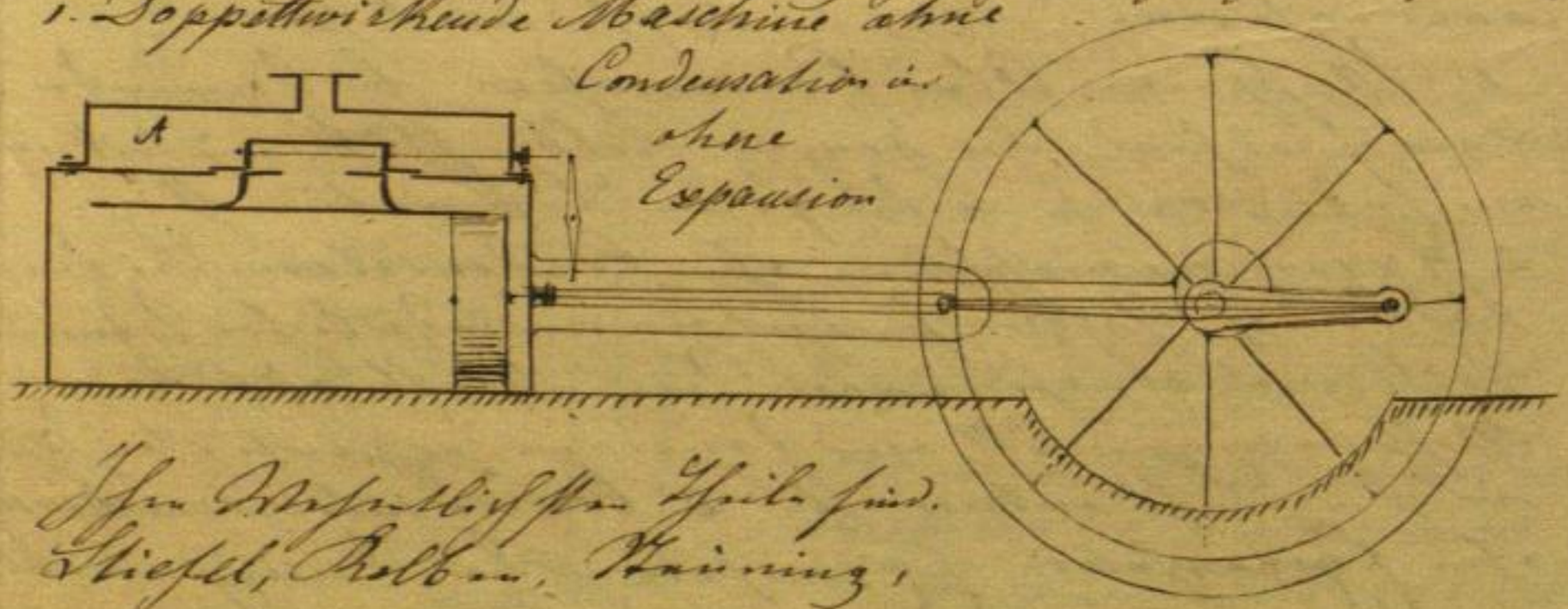
Eine andere Eintheilung kann vorgenommen werden

1. Balancier-maschinen. 3 Stehende Masch. ohne Bal:
2. Directwirkende. 4, liegende Masch.
Und nach ihrem Gemeinsamen in. 5, Oscillirende Maschinen

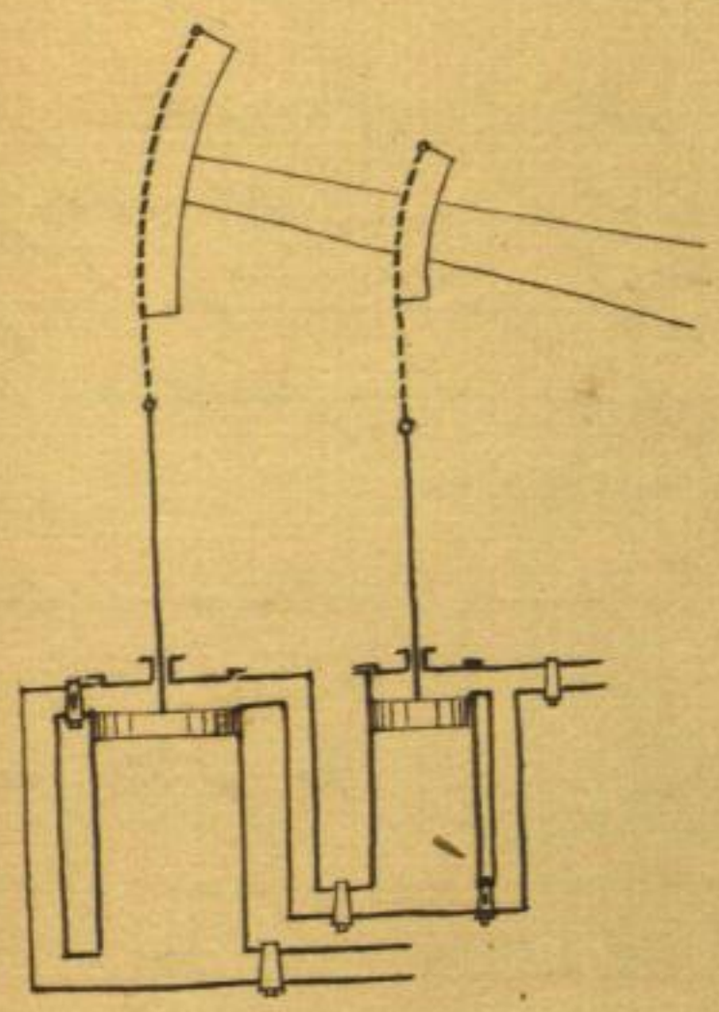
1. Fabrikmaschinen, oder stehend.
2. Locomobile maschinen, Dampfschiffen. Locomotive.

Es wird gut sein uns diese verschiedenen Arten von Dampfmaschinen durch Zeichnungen zu versinnlichen.

1. Doppeltwirkende Maschine ohne



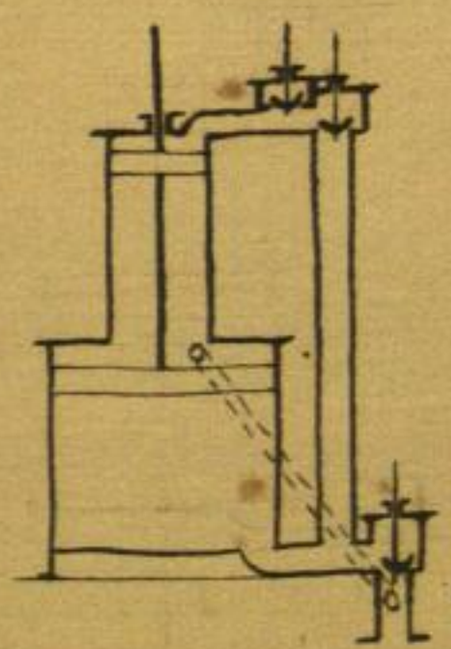
Ihre wesentlichsten Theile sind.
Stiefel, Kolben, Steuerung,



Geschichtliches über die Dampfmaschinen

Im Jahre 1781 nahm Jonathan Hornblower ein Patent auf eine Compound maschine mit 2 Cylinder für Gruben wasserhaltung gezweckt. Der Dampf wird über den kleinen Kolben gelassen, während der Dampf unter demselben über den grossen Kolben expandirt und der Raum unter dem grossen Kolben mit dem Condensator in Verbindung steht. Beim Aufgang der Kolben steht die Verbindung mit dem Kessel, die Verbindung der Cyl. unter sich und dies. zum Condensator geschlossen und die Dampf über den Kolben communicirt mit den Räumen unter denselben. Diese Maschine wurde wieder verlassen da bei den Versuchen dampfstück der Hornblower anwendete die vergrösserte Reibung und Abkühlung der Gewinde an effekt minder verursachte.

Im Jahre 1804 nahm Woolf ein Patent auf die Anwendung von Hochdruckdampf in 2cyl. Maschinen und seitdem heissen dieselben Woolf'sche Maschinen. Woolf erzielte sehr gute Resultate mit diesen Systemen sowohl für einfache Wasserhaltungsmaschinen als auch für rot. Maschinen.

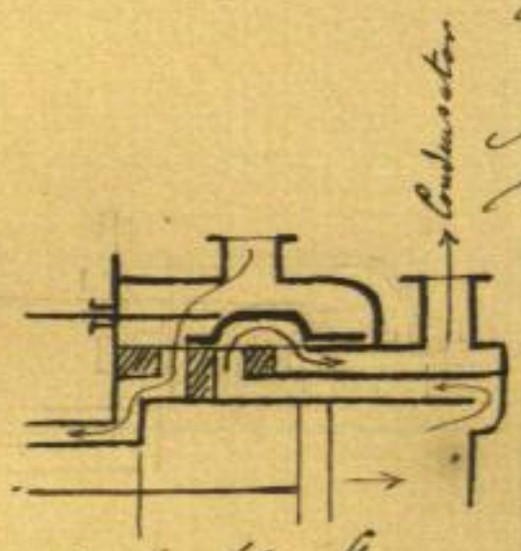


Im Jahre 1824 baute Sims u. Redruth 2cyl. Maschinen von verschiedener Disposition

1, stehte er den kleinen Cylinder in den grossen, gab beiden gleichen Hub und den grossen einen ringförmigen Kolben mit 2 oder 4 Kolbenstangen (Harlemer Meer Maschinen) D=12' d=7'

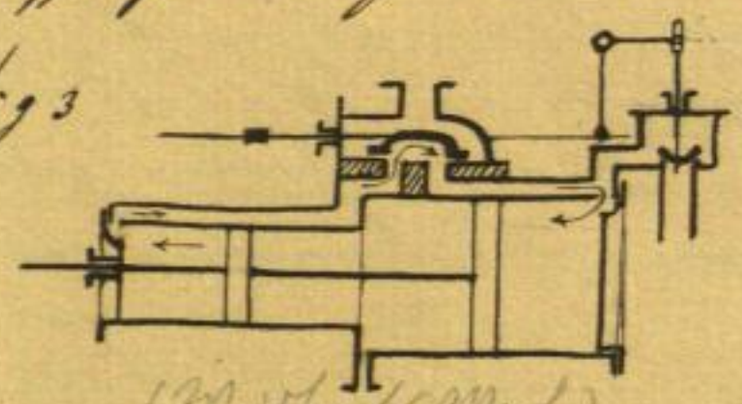
Im Jahre 1841 nahm er ein Patent auf seine

2te Disposition. der kleine Cylinder steht dabei auf dem grossen, hat gemeinschaftliche Kolbenstange und gemeinschaftl. Hub mit demselben fig 2 ist die Anordnung für einfachwirkend Wasserhaltungsmaschinen



vereinfachte Steuerung der Lima'schen Maschine

fig 3

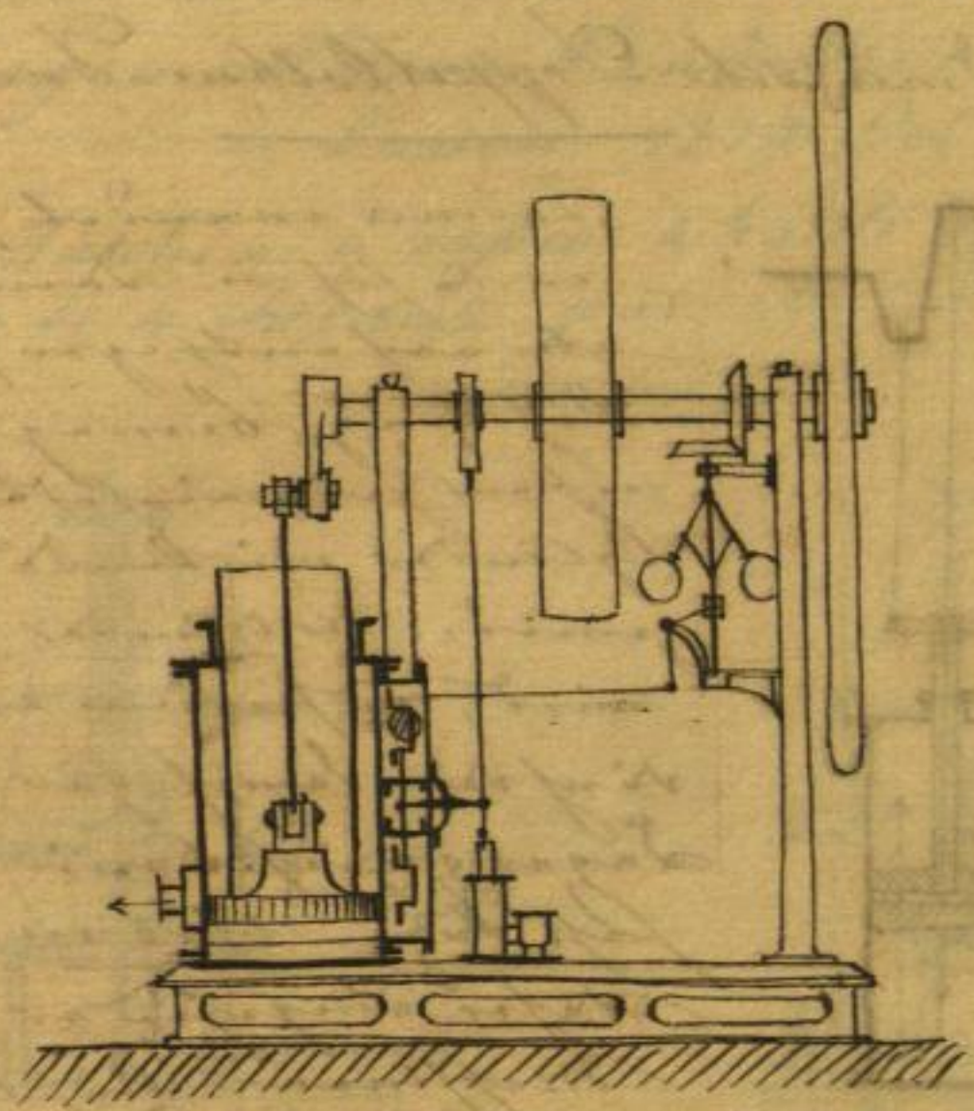


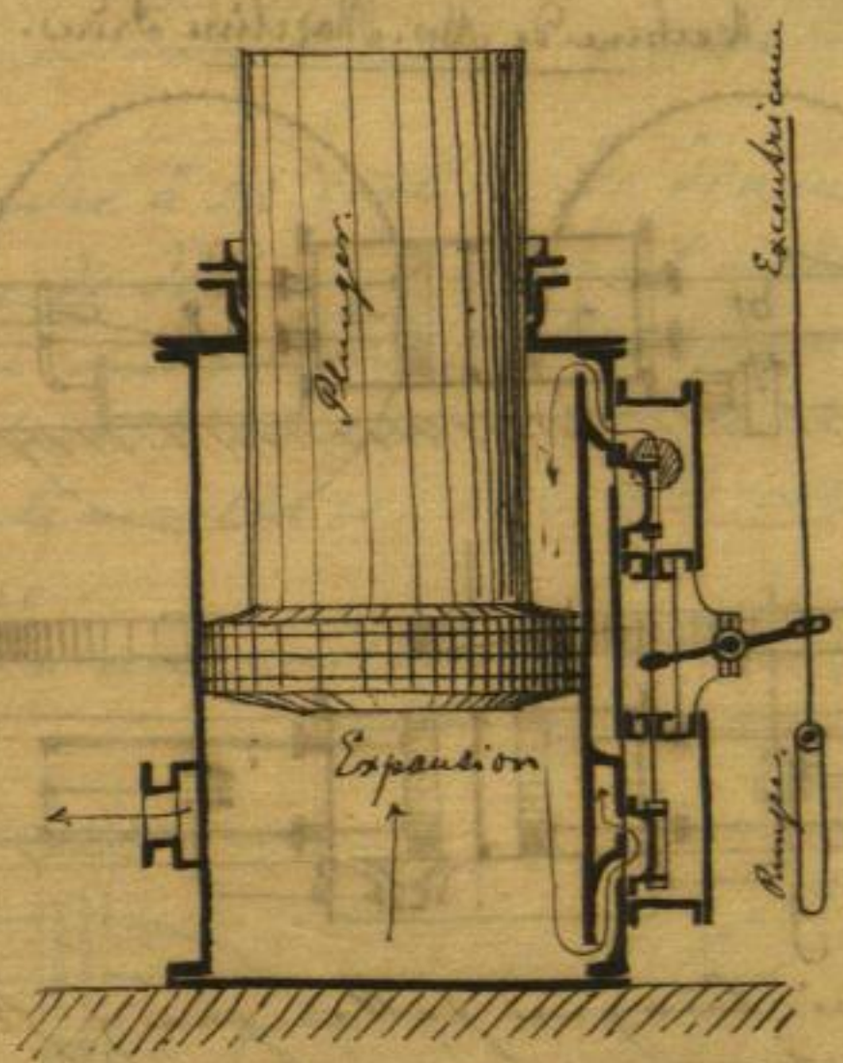
(Mailbrief Mrs.)

fig 3 Disposition für rotirende Maschinen

Eine solche 20 zöll. Maschine wurde „at Lewes Waterworks in Sussex" errichtet.

Die Gleichförmigkeit dieser Maschinen ist sehr gut und erlaubt den größten Expansionsgrad. Der Raum zwischen den beiden Kolben ist bei dieser Maschine stets mit dem Condensator in Verbindung. Der Querschnitt des großen Cylinders ist 4 mal so groß, als der des kleinen und die Kraft bei einem Hingang so groß als diejenige des Herganges.

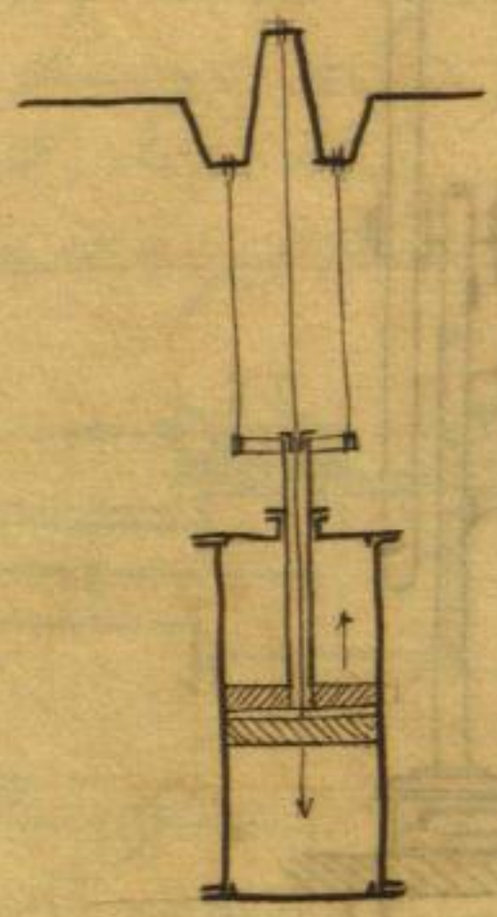




Plunger Dampfmaschine mit Expansion

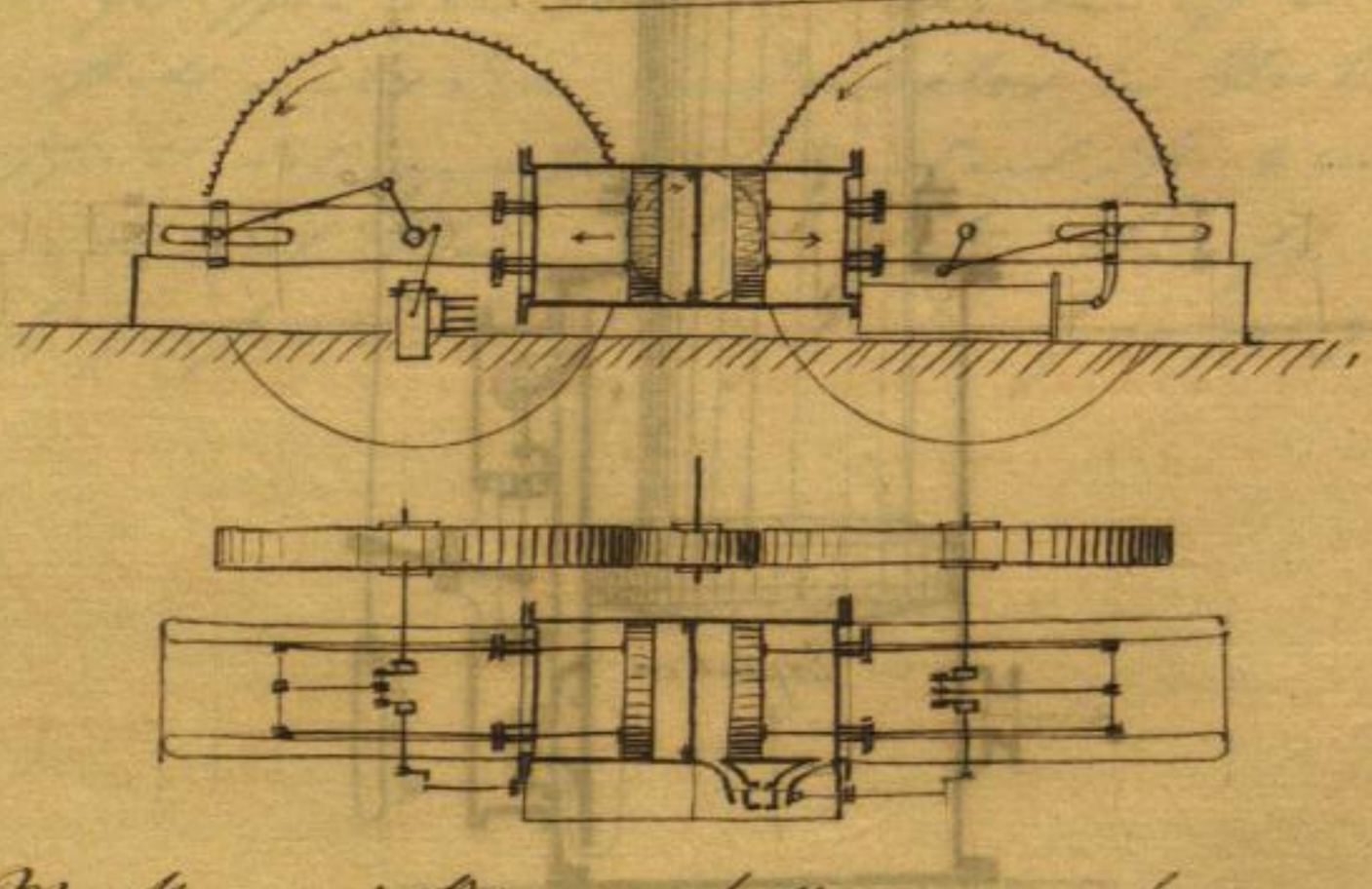
Der Kesseldampf gelangt zuerst in die obere Ringfläche und arbeitet hier ohne Expansion, beim Aufgang communicirt die Ringfläche mit dem unteren Cylinder und der Dampf arbeitet aufwärts mit Expansion. Die Maschine wird sehr einfach und compendiös.

Bodmer'sche Doppelkolben-Dampfmaschine.



Bodmer wendet zwei Kolben an die sich in demselben Cylinder aber nach entgegengesetzter Richtung bewegen, wodurch erstens jede einseitige auf den Cylinder wirkende Kraft beseitigt wird, der Cylinder völlig passirt wird, außerdem aber die Axe durch den Dampf gar nicht in ihren Lagern gegriffen wird. Er wendet sehr hohen Druck an und behauptet daher ungemein schnell laufende Maschinen. Auf die Schädlichen

Machine de Mr. Maceline Prince.

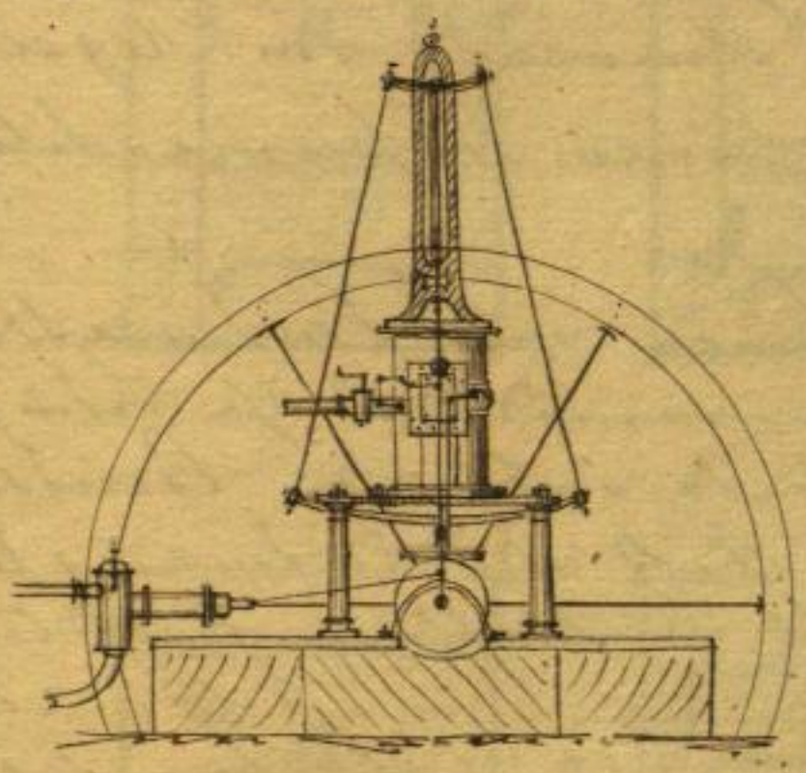


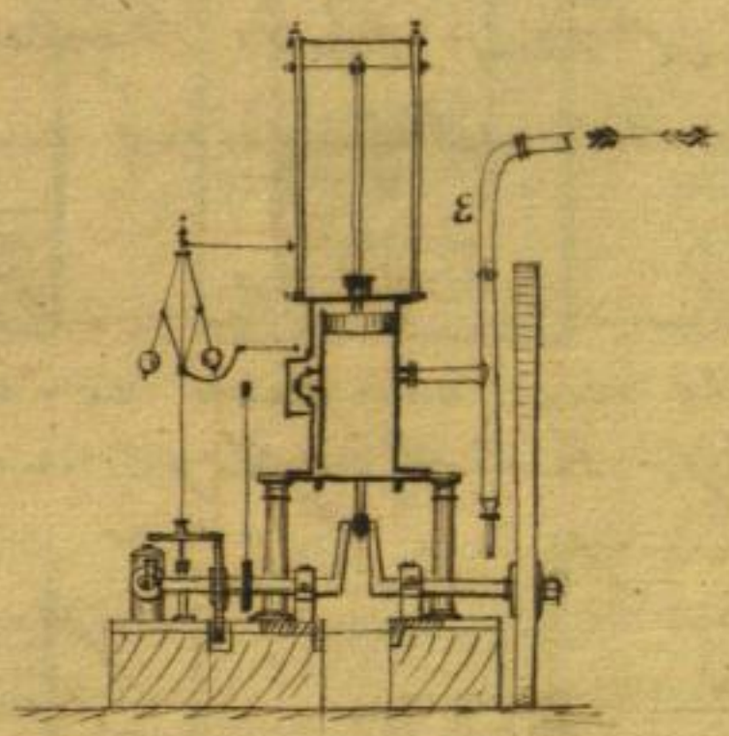
Wirkungen falle ganz hinweg.
Mr. Maceline wendet dieselbe Principe für Gradirschiffe an, läßt jedoch jeden Kolben auf einen besondern Axe wirken. die Kolben haben eine Stangen.
Diese Art von Maschinen sind nach allen Seiten hin zu ihrer Kraft sehr compendiös aber leider zu complicirt.

Dampfmasch
108

Auszug aus: Bulletin de la société d'Encouragement pour l'industrie Nationale de l'année 1839. Oct. No. CCCCXXIV:

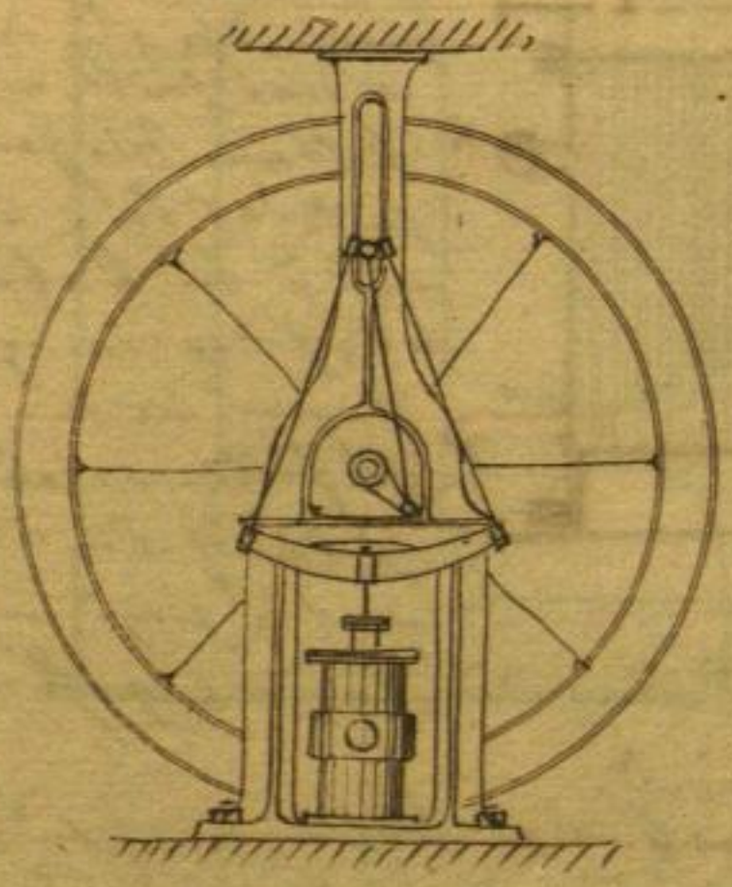
Maschine à vapeur à haute pression et de la force de 4 chevaux par. M. Hermann.

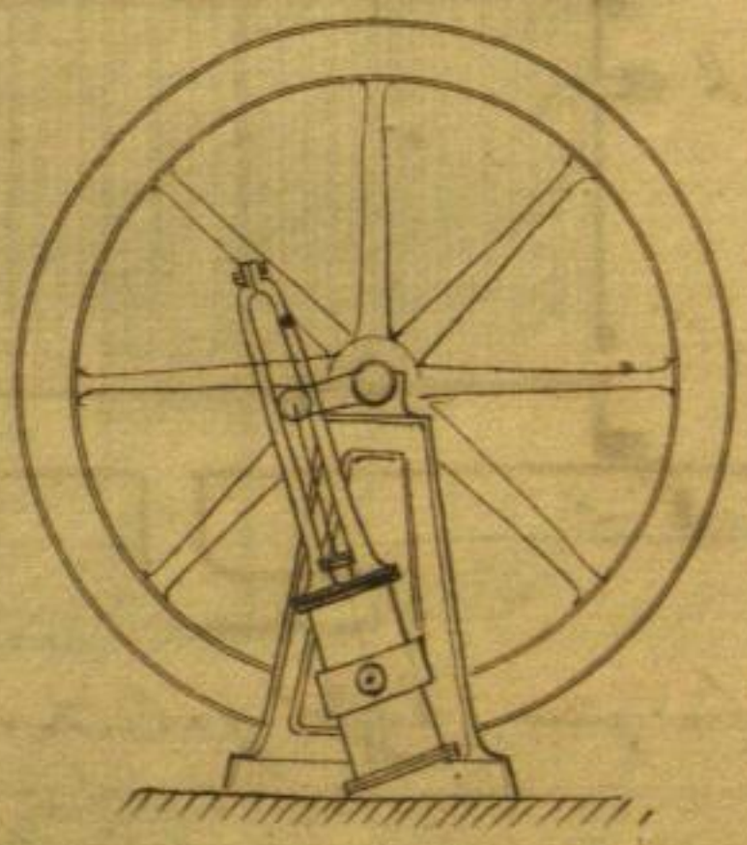




le cylindre à 22 centim. de diamètre intérieur
E. tuyeau de décharge servant en même temps à condenser une partie de la vapeur sortant du cylindre et qui retourne en eau à 80° dans le reservoir de la pompe alimentaire, d'où elle est refoulée dans la chaudière.
le piston a une course de 55 cent. dans le cylindre

Oscillirende Dampfmaschine



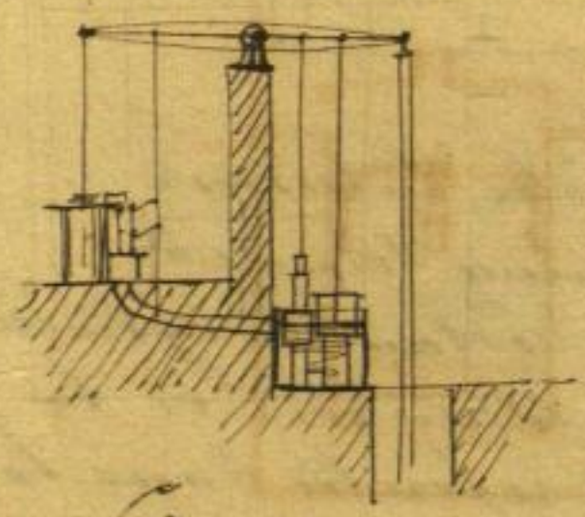


Nachtrag.

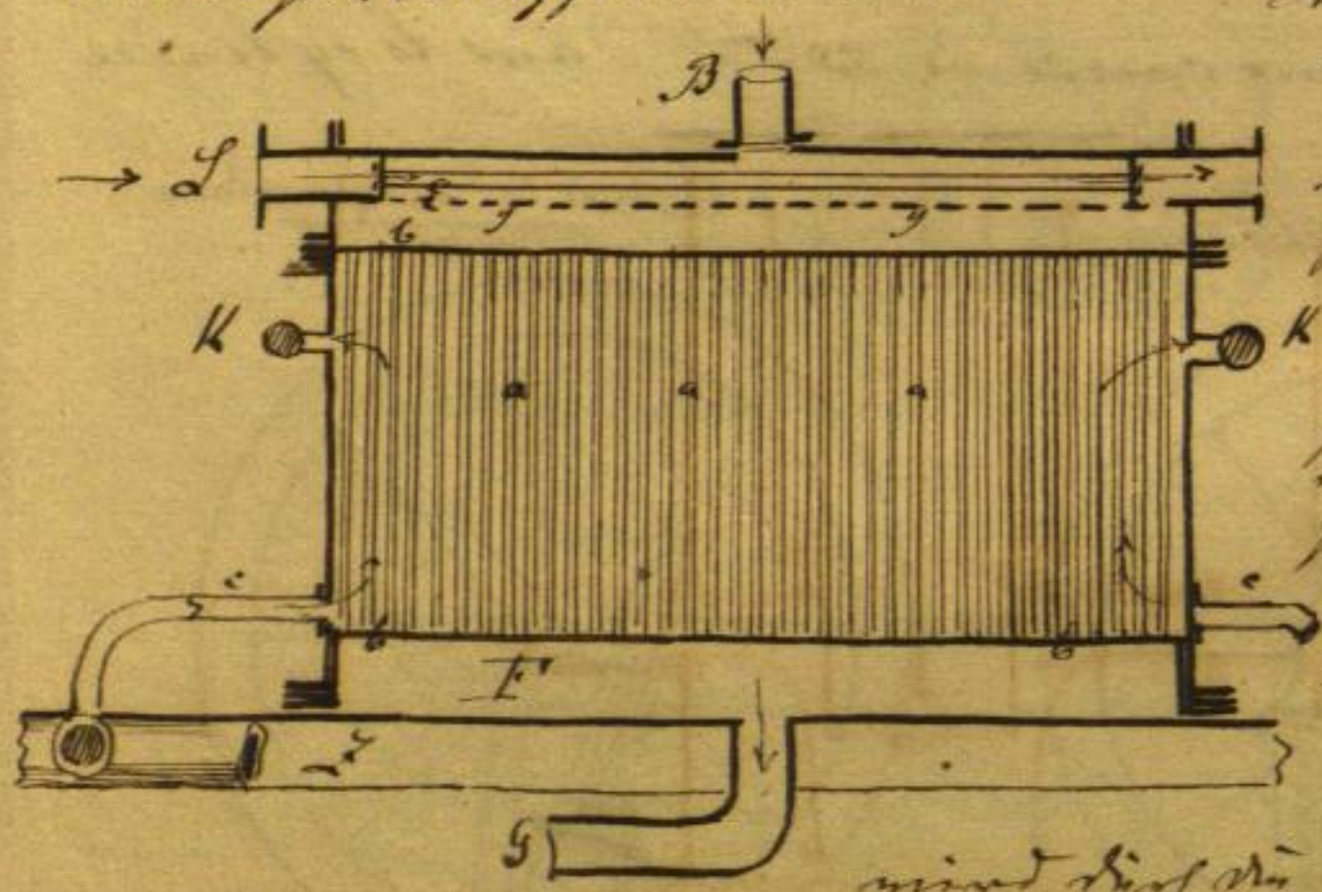
Bedingungen einer guten Condensation sind:
1, Möglichst kaltes Condensationswasser
2, Rechtzeitiges Einlassen desselben, am besten durch eine Druckpumpe bewirkt.
3. Möglichst inniges Mengen des Dampfes mit dem Cond. Wasser – Anwendg von Regen od. Hervorbringung eines feinen Wassermantels

---

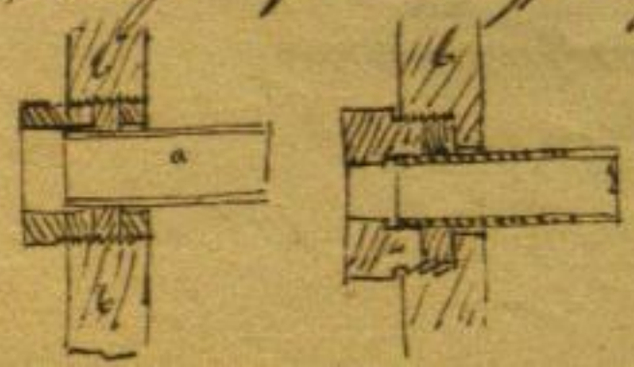
Bei den Balken-Maschinen mit Condensation die nur einfach wirken werden diese Bedingungen sehr berücksichtigt, insbesondern bei den Cornish pumping Engines. Dort steht die Condensing Cistern außerhalb des Maschinenhäuschens offen um eine möglichst niedrige Temperatur in derselben zu erhalten und gewissermaßen um den Luft und Wasser zu zwingen, wenn der Kunstarbeiter meint es in Cond. ein möglichst leerer Raum sein soll.



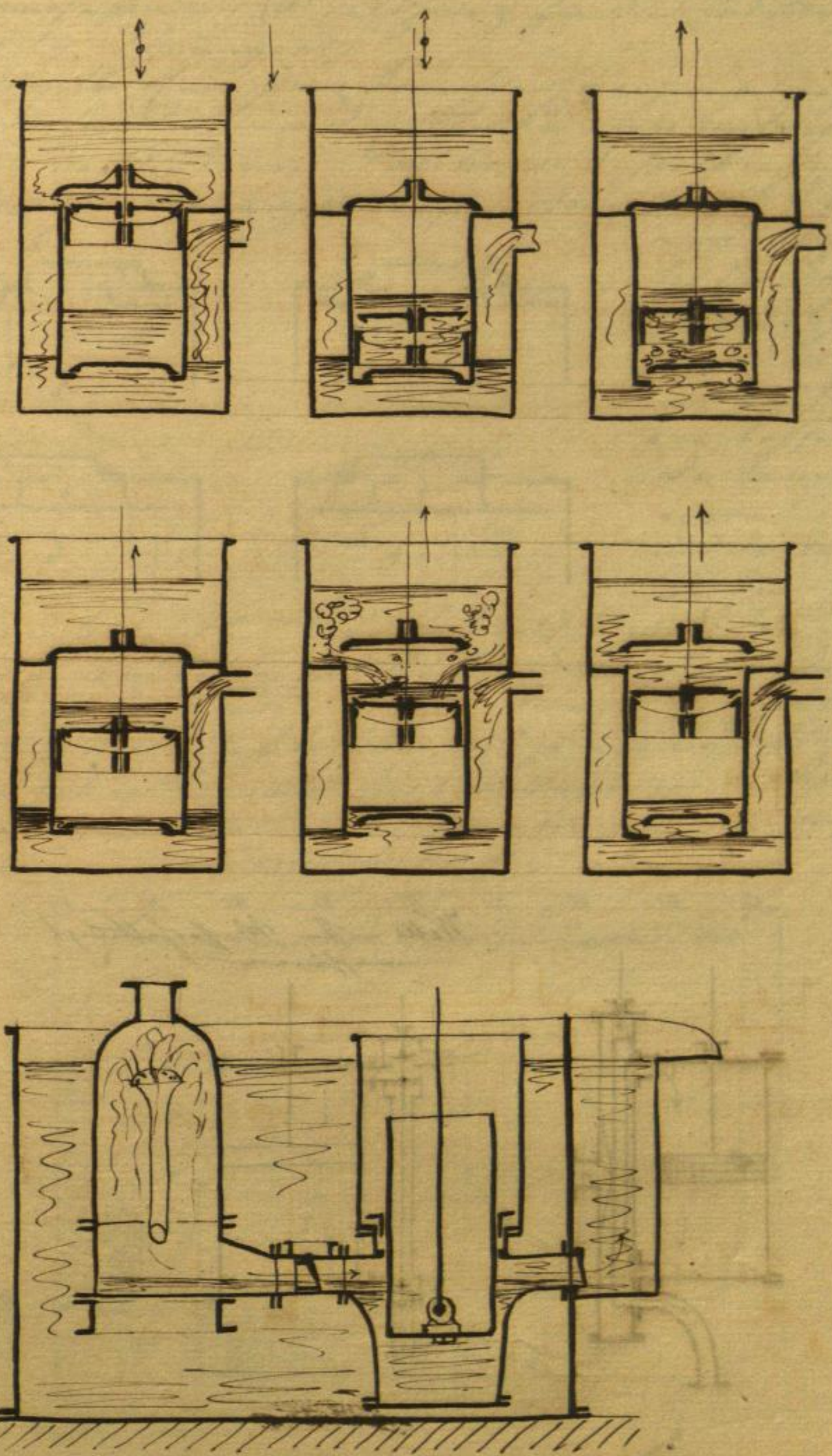
Condensationsapparat v. M. Hall.



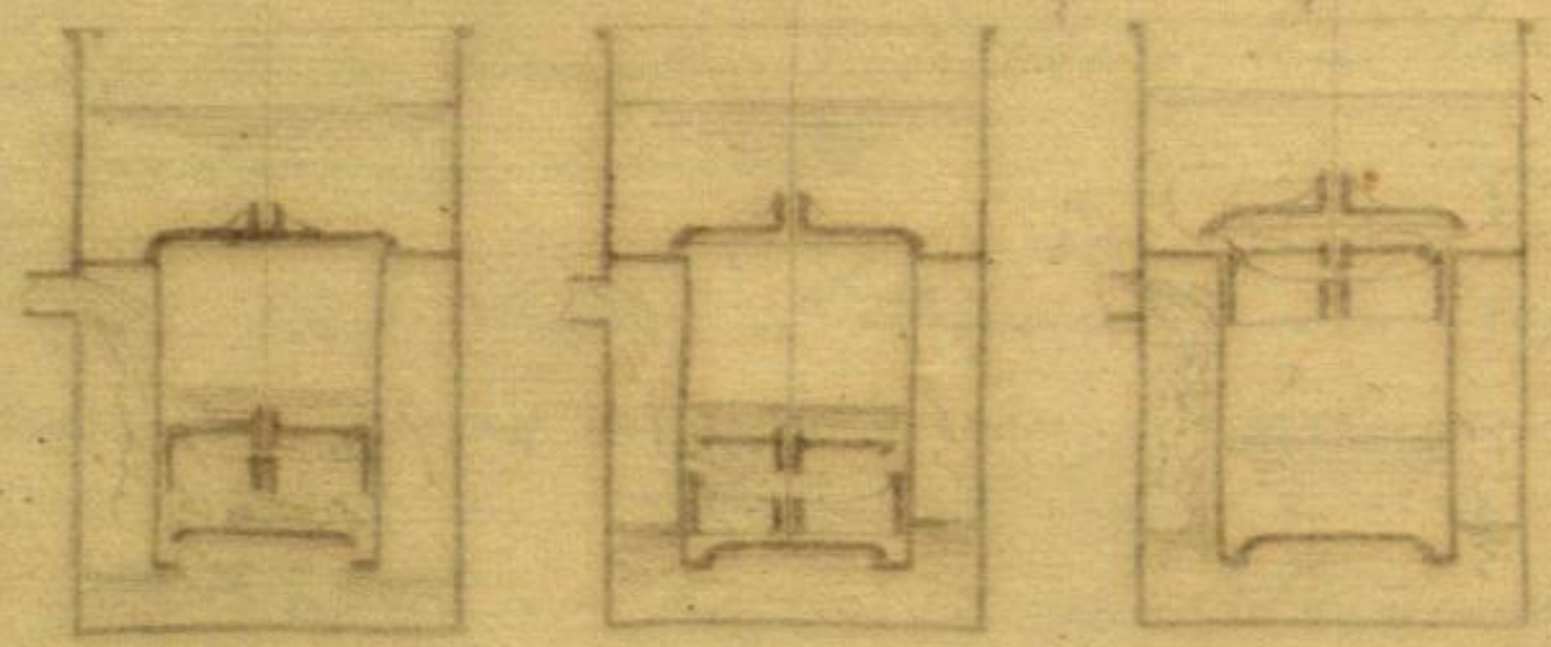
Der Dampf tritt auf dem Cylinder bei B in den Condensator und dort durch die Röhren a nach L, welche mit kaltem Wasser umgeben sind, das bei c eingegossen wird u bei K abfließt, so daß der Dampf als Regen in den Raum F fällt, wodurch der Luftzug nach S gezwungen wird durch die Röhren c geht und von hier zum Rohr gelenkt wird.

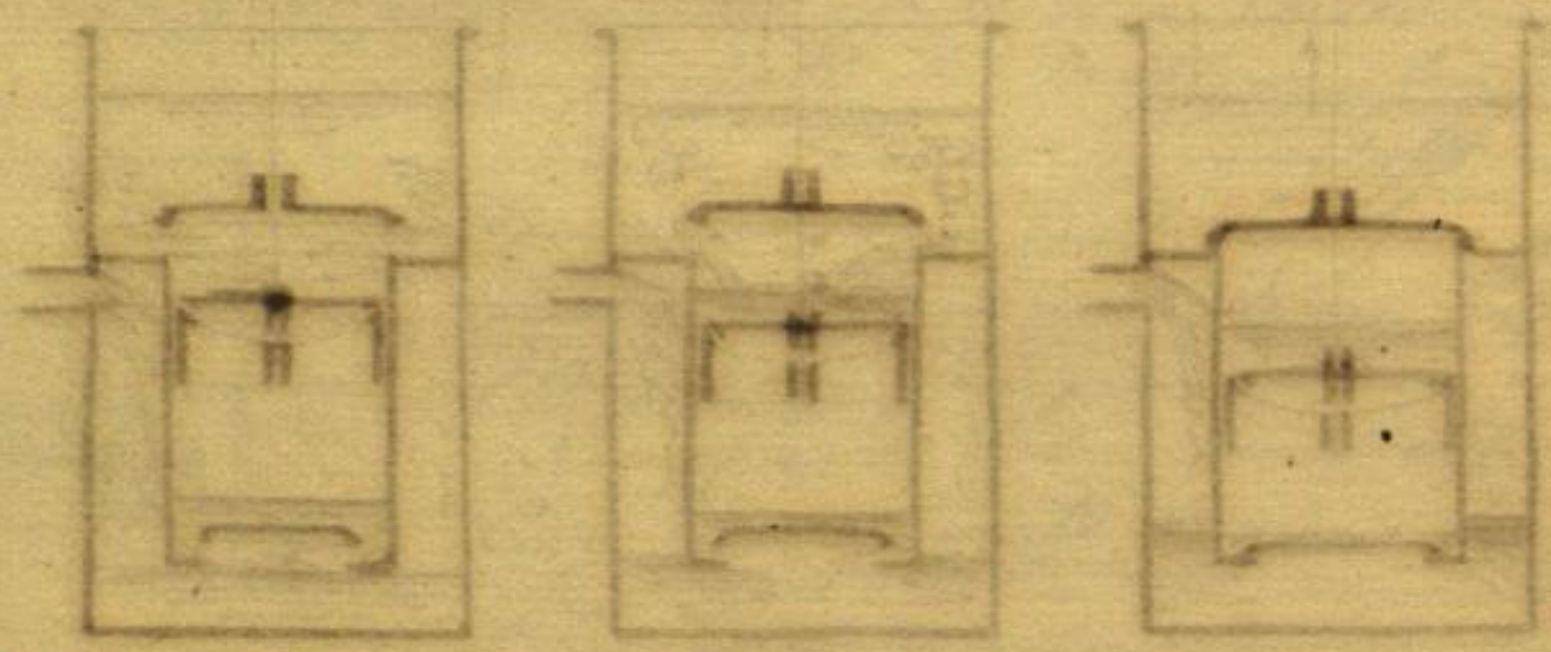


die Verb. der Röhren a mit der durchlöcherten Platte b ist bei stehendem Hahn mit Oel, welches durch eine Schraube gepreßt wird, der Verschluß hergestellt.

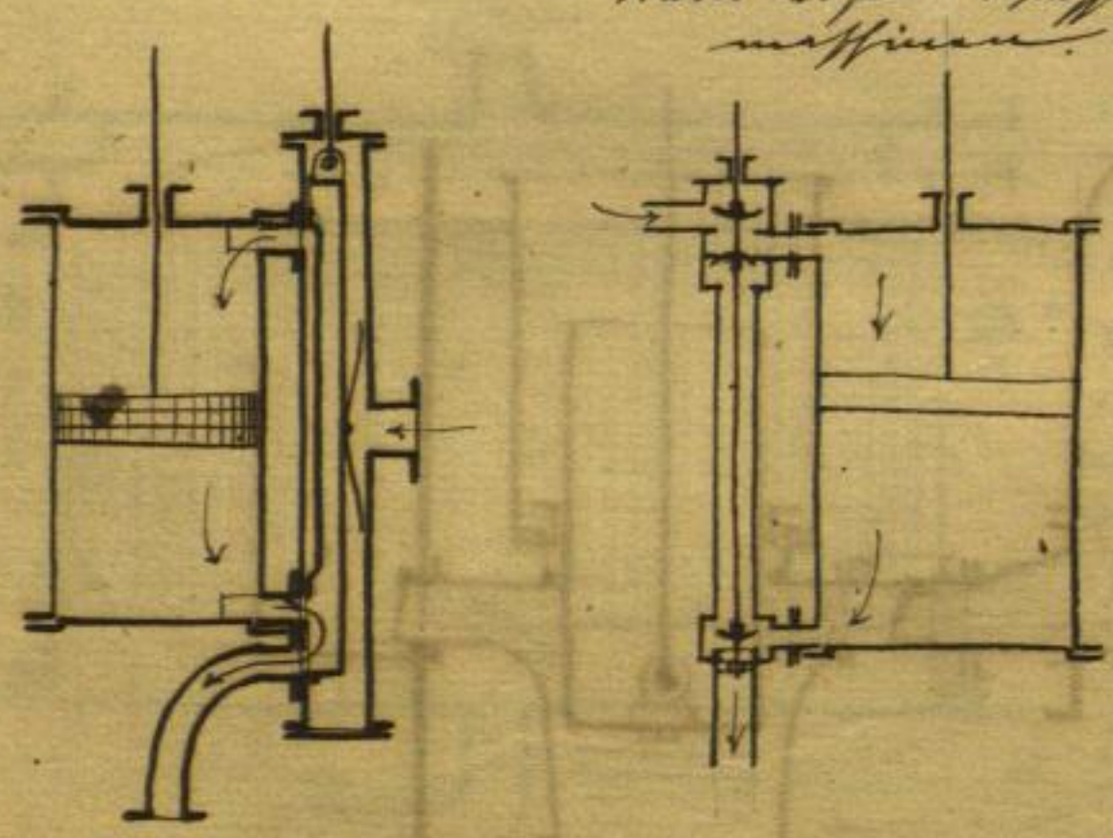


Condensator mit Saugpumpe bei der grossen Maschine am Harlemer Meer angewendet. 3½' Durchm. und 5' Hub.

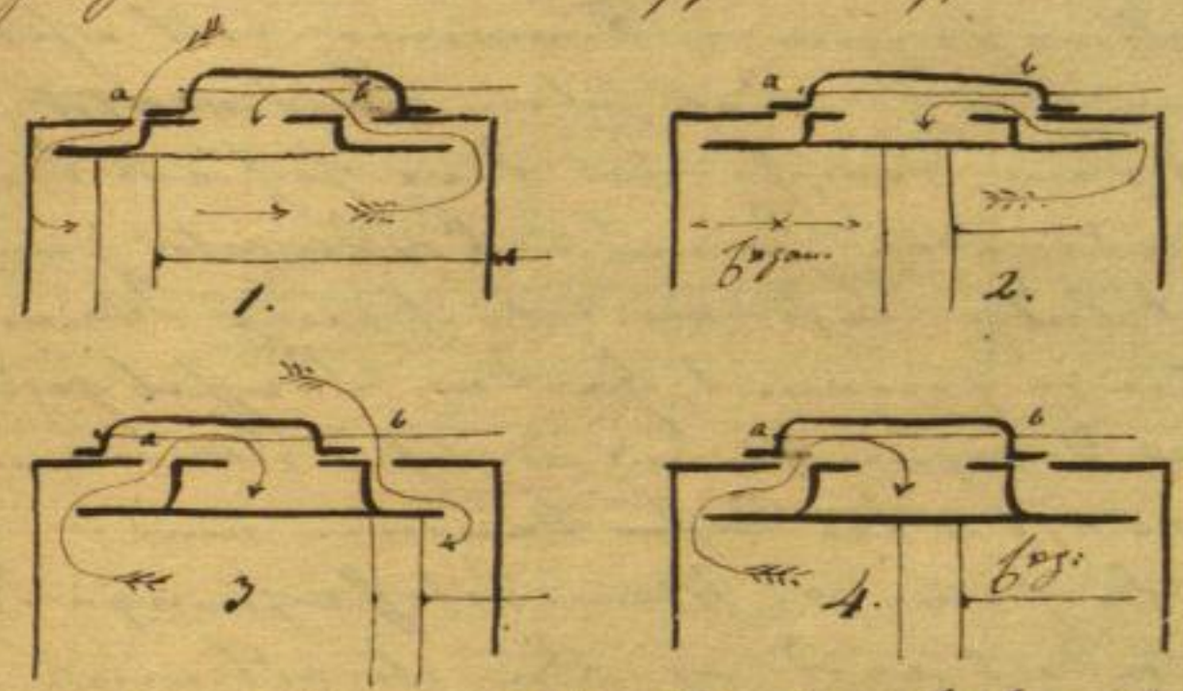




Watts erste Wasserhaltungs maschinen.

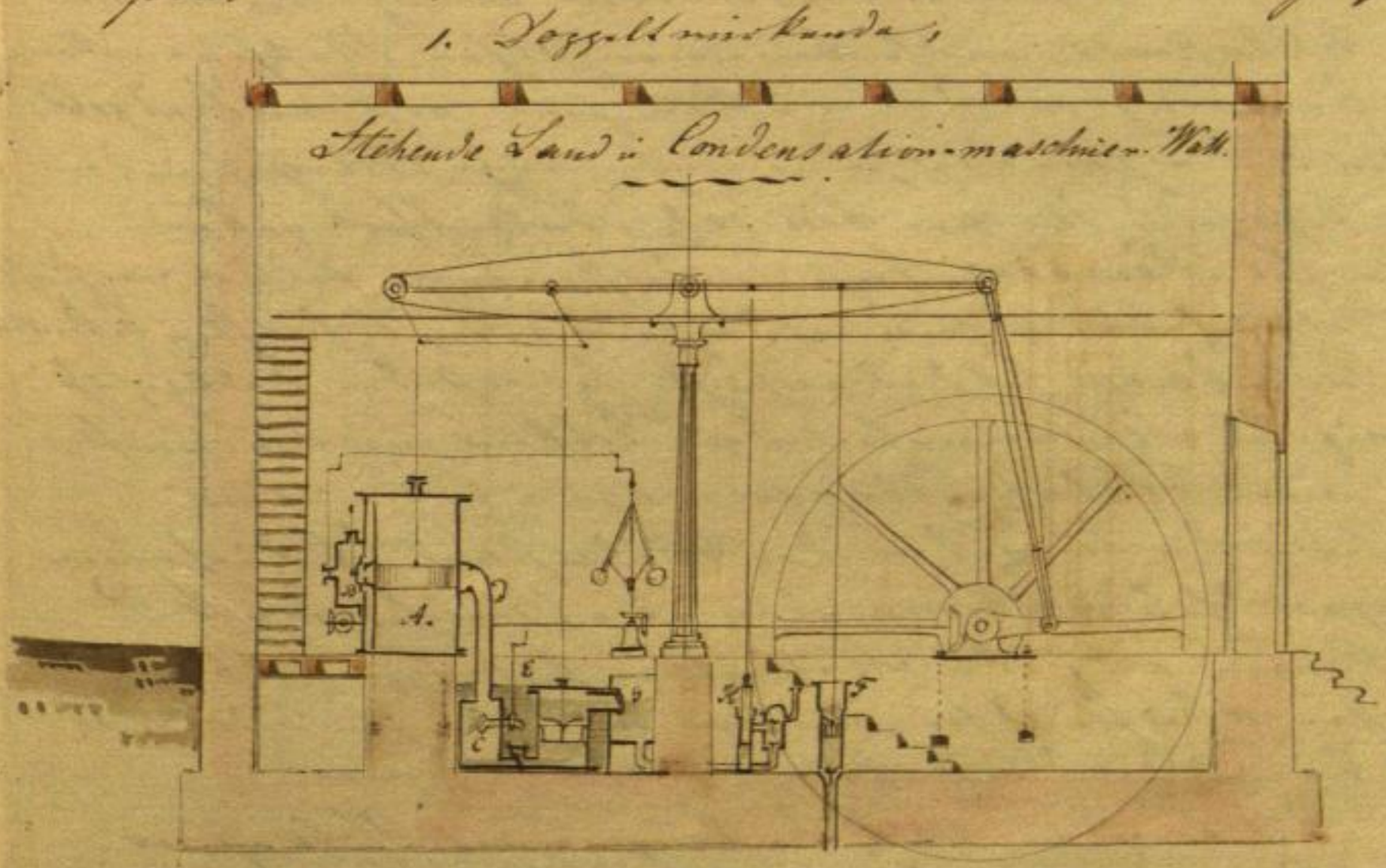


Dampfkammer (d), Führung für die Schubstange
Hebel: Schwungrad
Dieselbe Einrichtung kann für 4 Wege gebraucht
werden, wenn man den Schieber etwas verlängert.
Die verschiedenen Positionen desselben sind
folgende: 1. a offen b offen. Dampf tritt Kolben
nach unten.



hat der Kolben
$\frac{1}{4}$ Hub gemacht
so wird der Schieber
um 2 gestellt.
a zu, b offen.
Der Dampf
expandirt sich
und der Dampf
vor dem Kolben
entweicht durch b. Ist der Hub aus, so stellt der Schieber
um 3. Der Dampf tritt bei b ein und der vor dem
Kolben bei a aus. Voll der Dampf sich expandiren
so steht der Schieber um 4, b zu u. a noch offen.
Wir haben demnach für 2 Bewegungen des Schiebers
erstens eine kleine und dann immer eine große.

1. Doppeltwirkende,



Obige Zeichnung stellt uns also eine stehende Condensations
maschine mit Balancier vor, wie sie im Wesentlichen
Watt angeordnet hat. Die besteht in einem Cylinder A.

in dem sich ein Kolben bewegt, tritt der Dampf in B, und da der Dampf von dem Schieber bald über bald unter den Kolben gelassen wird. Der Condensator C ist unter dem Boden angebracht. In ihn gelangt der Dampf durch die Röhre D aus dem Cylinder A. Die Condensation geschieht durch Einspritzen von kaltem Wasser aus der Cisterne E die durch eine Kaltwasserpumpe F immer voll erhalten wird. Das Warmwasser, das sich im Condensator niederschlägt, nebst dem Dampf, und dem sich aus dem Wasser (durch den nach unten Raum im Condensator) im Condensator entwickelnden Luft, wird durch eine Warmwasserluftpumpe genommen, in den Kessel gepumpt, in eine 2te Cisterne G gepumpt, aus welcher das warme Wasser (denn der Dampf in der Wasserluftpumpe kommen nur in die Schwefelsäure) durch eine 2te Warmwasserpumpe H in den Kessel gefördert wird. — Die Geradlinigt. Bewegung des Kolbens wird hier durch Balancier, Kurbel u. Schwungrad in eine drehende Bewegung verwandelt. Die Bewegung etc. der Schieber wird von der Kurbelwelle aus durch einen Mechanismus bewegt. Zur Regulirung der Dampfzuströmung sind 2 Schwungkugeln angebracht, der Apparat selbst von der Kurbelwelle aus getrieben wird. Die Widerstände, welche bei einer solchen Maschine etwa zu überwältigt werden müssen, sind: erst von Seite des Gestänges u. es hat dieses seine unsinnige Art gehabt, daß solche Maschine blos 30% Nutzeffect geben. Besser hat Pambour diese Widerstände zu finden versucht und hat auf den Gesammtwiderstand $\frac{1}{4}$ (25%) zum höchstzulässigen bestimmt. Auch Redtenbacher hat dies versucht, hat erst den Reibungscoeff. für die Flächeneinheit des Kolbens mittlere und für einen einzelnen Widerstand irgendwo zu übermünden.

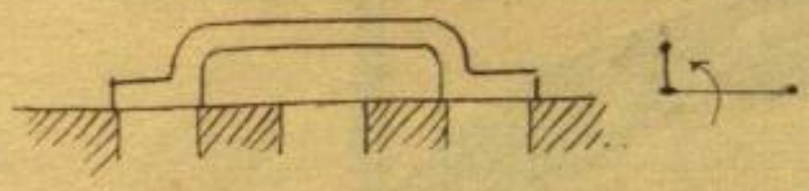
Es sei s der Weg, den der Widerstand K diesem ganzen Stab zu überwinden ist. Welcher Druck P muß nun auf die Flächeneinheit des Kolbens, dessen Oberfl. O sei wirken, um diesen Widerstand zu überwinden? Es ist.

$P.O.l = Ks$, wo l die Länge eines Stabes ist, od.

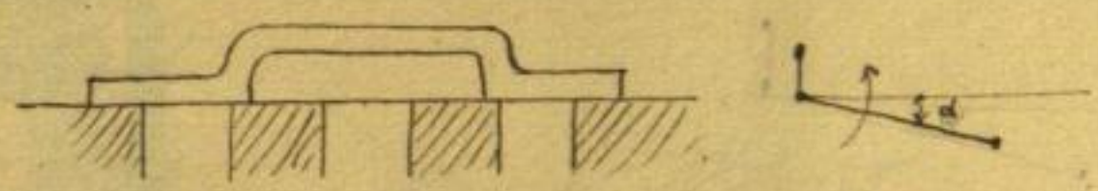
$P.O = K.\frac{s}{l}$. Es kann also K sehr groß sein und wenn s klein ist, heißt P auf klein.

Solche Widerstände sind: 1. Reibungswiderstände 2. Widerstand vor dem Kolben, 3. Ohne Widerstand.

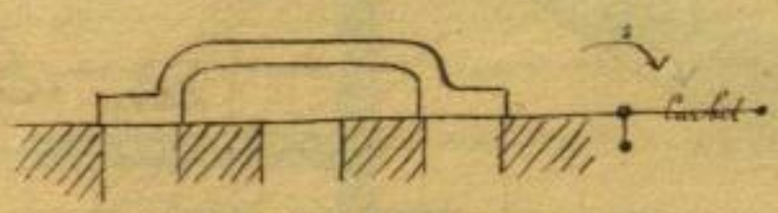
Falsche Expansion mit 1 Schieber



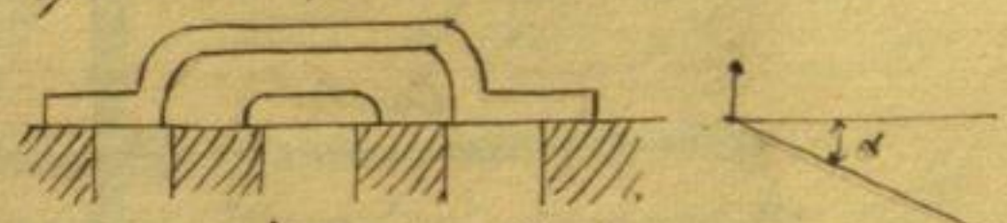
1, ohne Ueberdeckung ohne Voreilen ohne Expansion



2. mit kleiner innerer und großer äußerer Überdeckung. Gegendruck während des letzten Hubes des Schiebers!



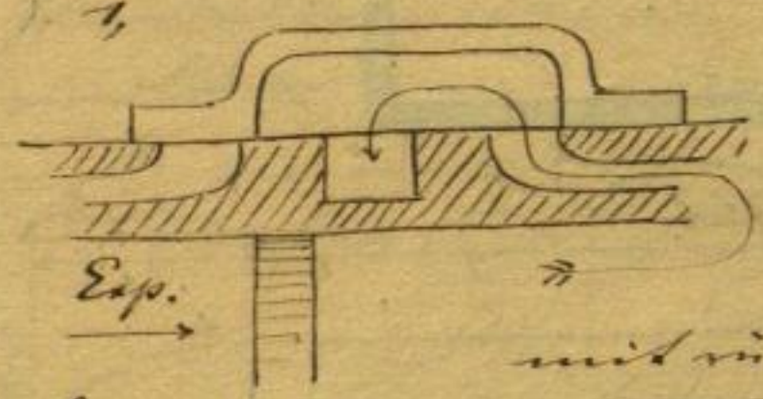
rückwärts!



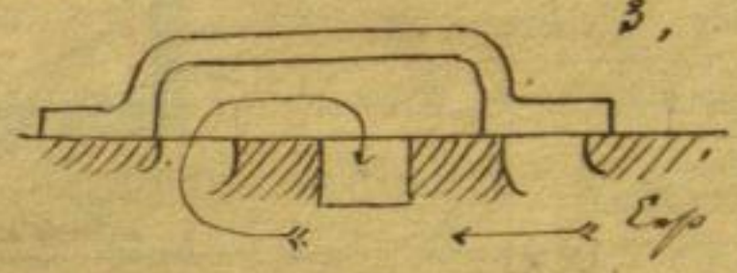
3. mit Zwischenstellung innerer und äußerer Ueberdeckung, Voreilen, mit Schreitergung des Kolbens d. schädlichen Räume.

Aechte Expansionsschieber.

1,

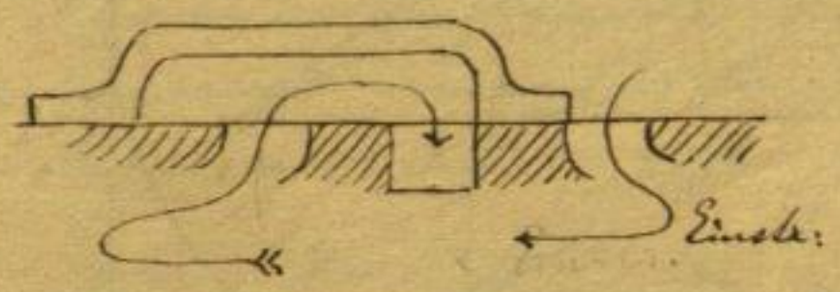


3,

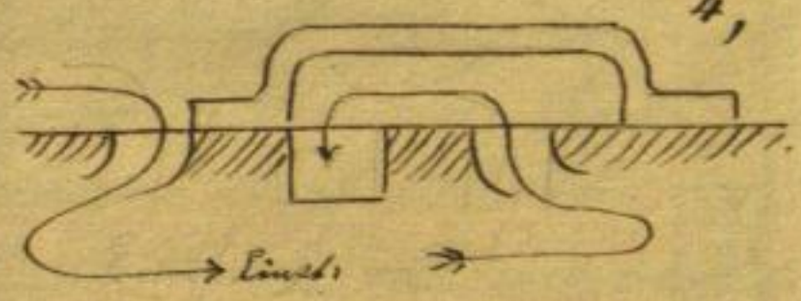


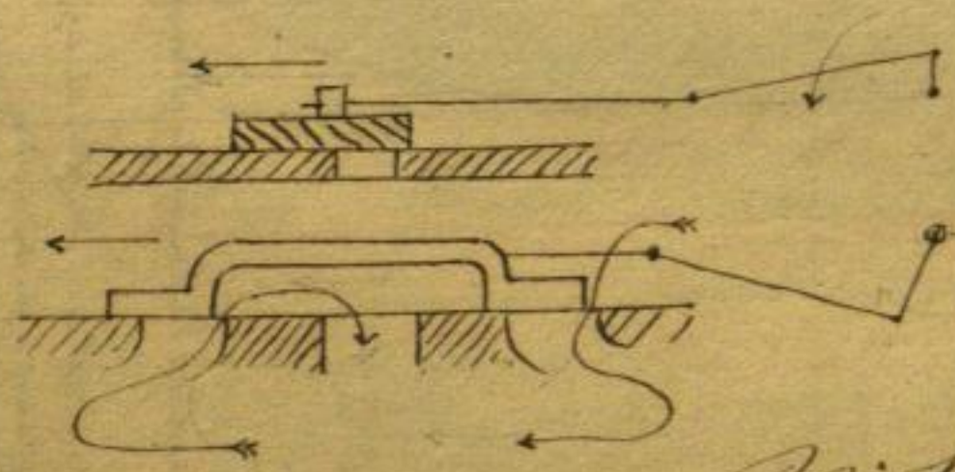
mit veränderlicher Compression

2,



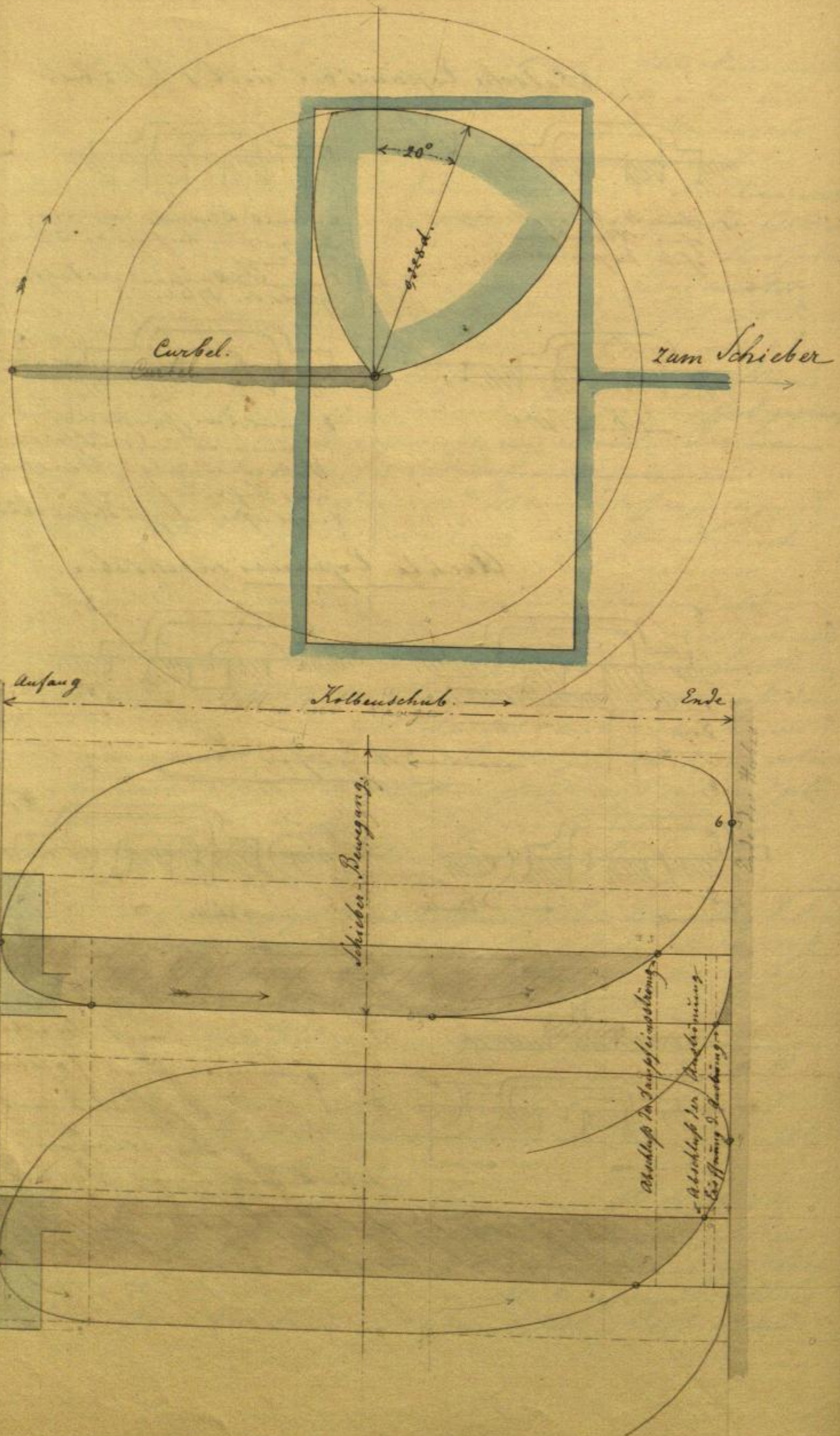
4,





Umschieber mit Voreilen und Expansionsschieber mit einfacher Wirkung und Voreilen

Umdrehungsgesch.


20°
Curbel.
zum Schieber
Anfang
Kolbenschub.
Ende
Schieber-Bewegung.
0
6
Dampf Einströmungs Oeffnung
Mittlere Schieberstellung
Ausströmungs Oeffnung.
Abschluß der Dampfeinströmung
Abschluß der Ausströmungs Oeffnung

Schiebersteuerung durch Dreieck und Schleife.

Man findet das Dreieck als Schieberbewegungs Mechanismus gewöhnlich nur bei den Woolf'schen Maschinen. Es kann jedoch mit Vortheil auch bei gewöhnlichen Dampfmaschinen mit einem Cylinder und ohne Expansion angewendet werden.

Gibt ~~man~~ man dem Schieber eine große äußere und kleine innere Ueberdeckung, so und läßt man das Dreieck um so viel voreilen daß es am Anfang des Kolbenhubes die Dampfeinströmungsöffnung schon ein wenig geöffnet hat, so kann man dadurch Expansion, etwa während $\frac{1}{12}$ des Hubes, erzielen. — Der Radius des Dreieckbogens muß immer gleich sein der ganzen Bewegung des Schiebers, d. h. = 2 mal äußere Ueberdeckung + 2 mal Dampfeinströmungsöffng.

Nebenstehende Berechnung ist für einen Schieber gemacht nach den Regeln der Pr. Redt. für Locomotive. Es ist nämlich dabei

Dampfeinströmungsöffng { Weite = 0,084 d, Länge = 0,669 "

Dampfausströmungs " { Weite = 0,163 ", Länge = 0,669 d

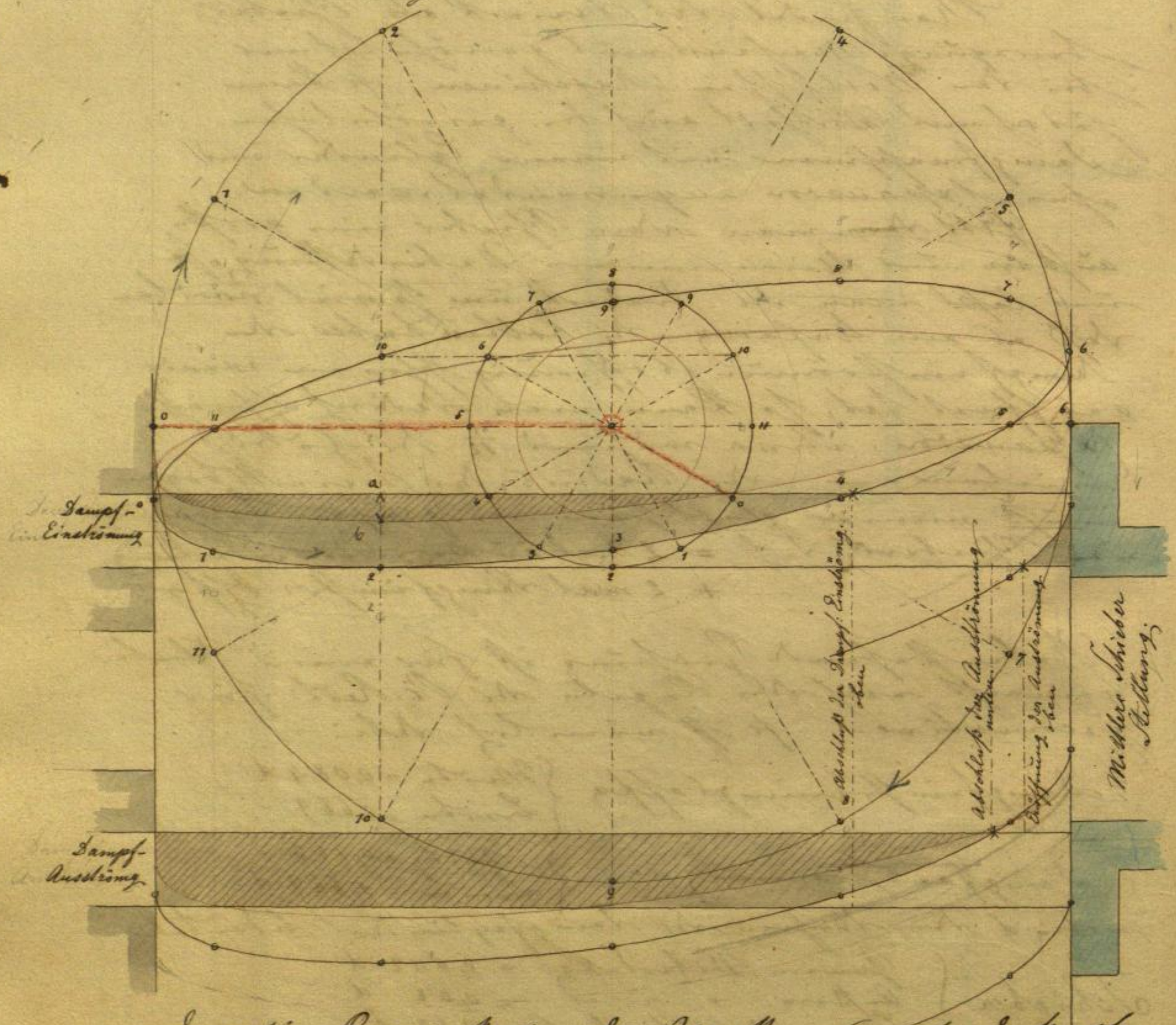
wobei d den Durchm. des Dampfcylinders bedeutet.

Schieber { Innere Ueberdeckung = 0,0112 d; Äußere " " = 0,08 d; Länge des Schiebers = 0,63 d; Länge " " — 0,82 d; Bewegung " " — 0,328 d

Das Dreieck voll um 20° vor und hat, wie die graphische Berechnung zeigt, beim Anfang des Kolbenhubes schon ein wenig die Dampfeinströmungsöffng geöffnet.

Graphische Darstellung

der Wirkungsweise des Locomotive-Schiebers nach den Regeln von Pr. Redtenbacher. 30° Voreilung.



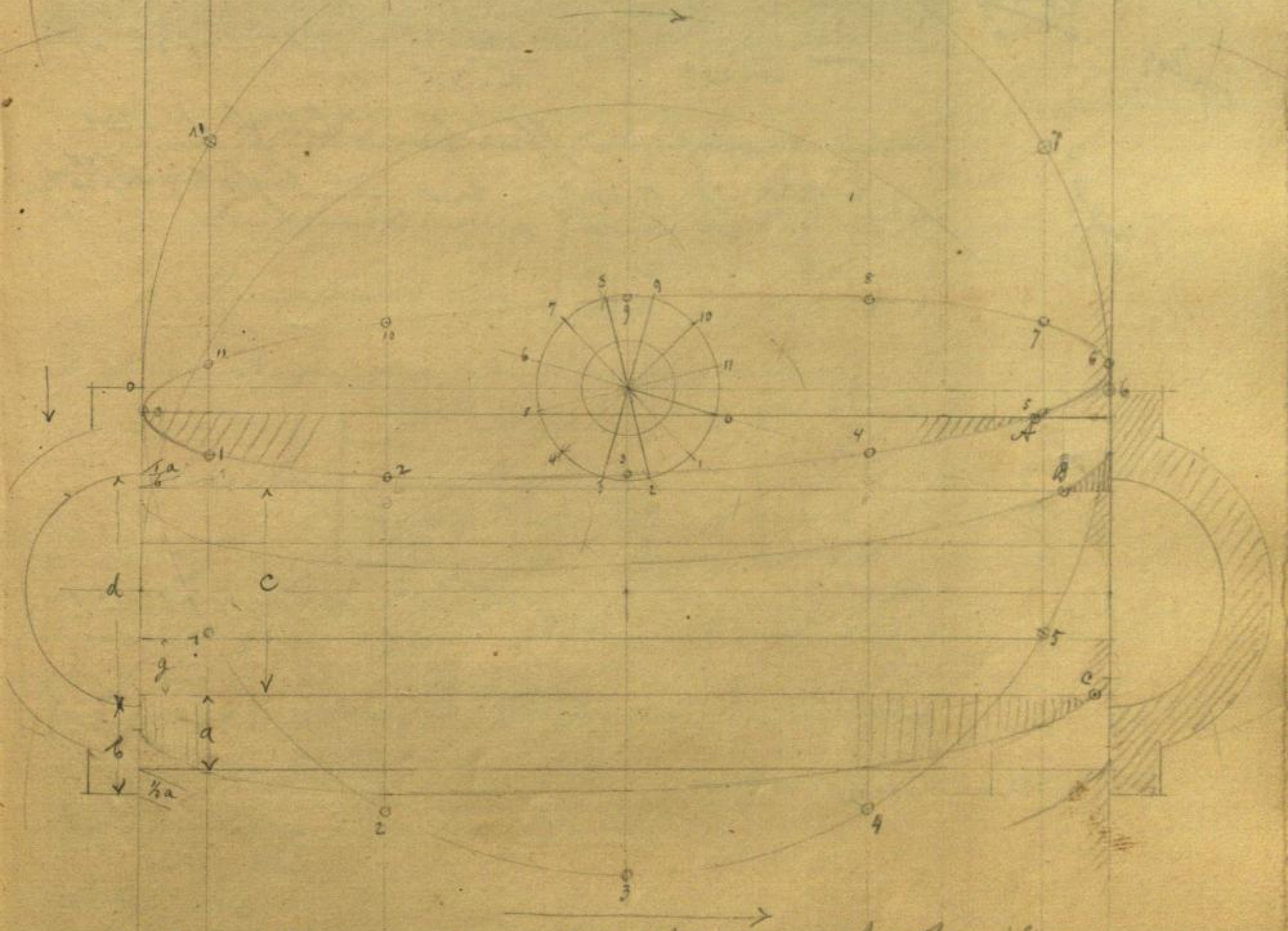
Die rothen Curven stellen die Wirkungsweise des Schiebers bei verkürztem Hub dar. Der Expansionsgrad ist größer (nach der Skala $\frac{3}{2}$) als der bei vollem Hub. Die Dampfeinströmung aber wird nie ganz geöffnet. Die Dampfeinströmung ist dadurch verspätet.

Schieber von Hoppe in Berlin mit neg. inn. Ueberdeckung

äußere Ueberdeckung $= \frac{1}{3} a$ $\quad b - a = \frac{1}{6} a$

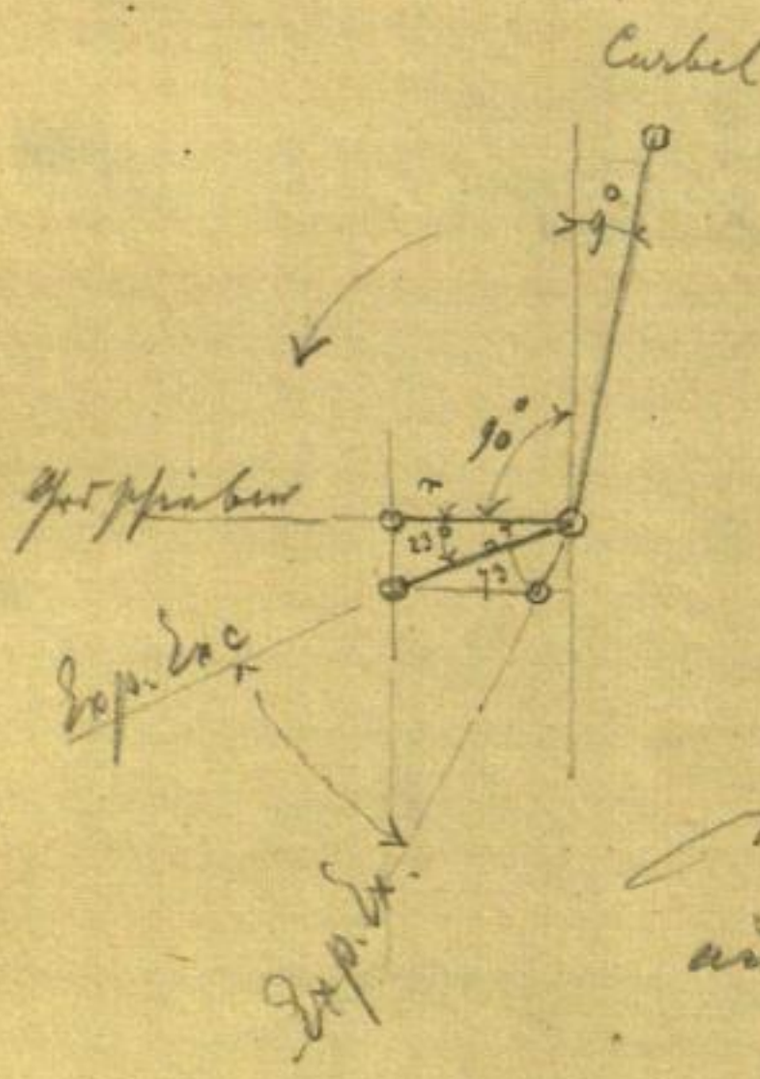
neg. inn. Ueberdckg $\frac{d-c}{2} = \frac{1}{6} a$ $\quad$ Hub $= \frac{5}{2} a$

Dampfeinlaß öffnet mit Kolbenanschlag.



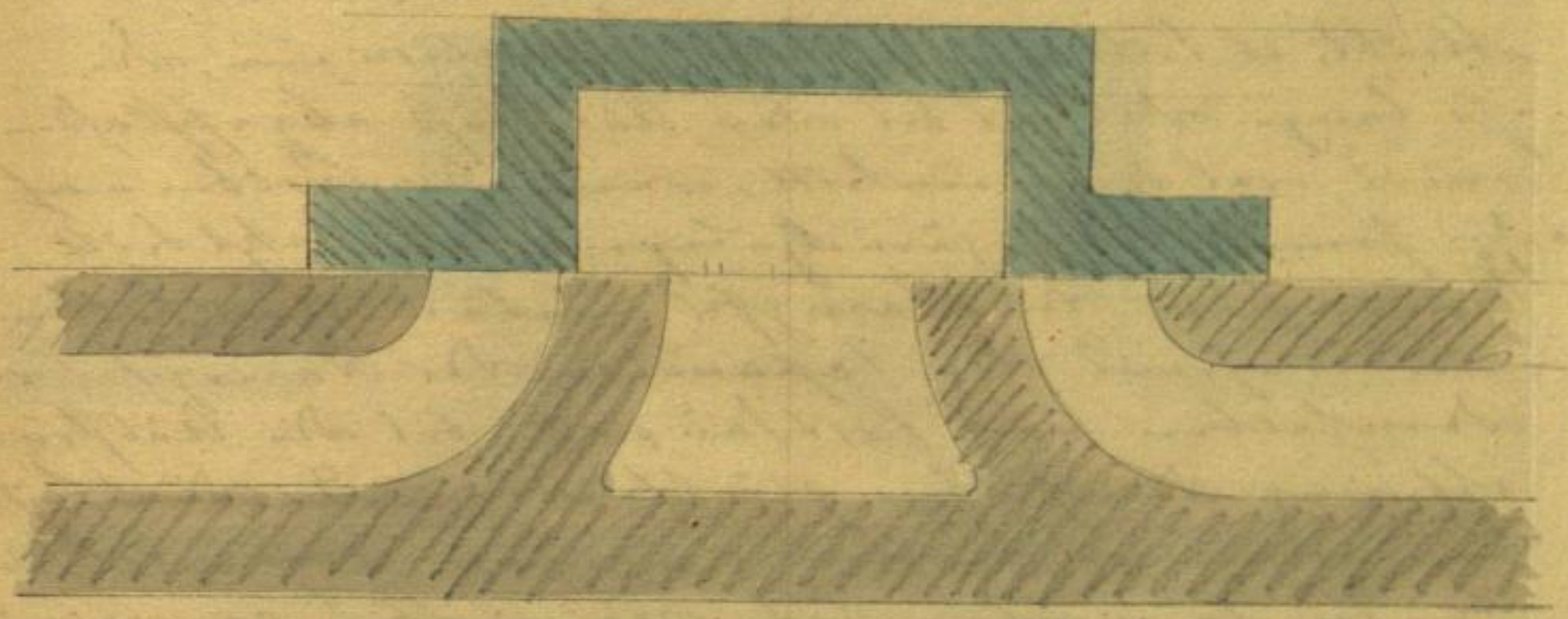
Abschluß der Dampfeinlaßkanäle bei A } von A – B einfache
Öffnen der Dampfauslaßkanäle bei B } Expansion
Schließen der Dampfausströmung bei C (Compression)
Gegendruck findet keinen statt.

Bei Hoppe's Maschinen mit var. Expansion



setzt das Exp. Exc. mit 23° - 73° vor den Schwingschieber Exc. und kann in Stellungen in der Richtung der Exc. des Schwingschiebers gegen dieses verschoben werden wodurch der Winkel von 23° - 73° und seine Geometrisch von $\frac{r}{\cos 23°}$ bis $\frac{r \operatorname{tg} 23°}{\sin 73°}$ reducirt wird.

Der Coulissensschieber dient auf dem Schwingschieber und hat 3 Stellungen



Locomotive Schieber nach den Regeln von Pr. Redtenbacher

Dampfeinströmung { Weite = 0,084 d
Breite = 0,669 "

Dampfausströmung { Breite = 0,669 "
Weite = 0,163 d

d ist der Durchmesser des Dampfcylinders.

Schieber { Breite = 0,82 d
Länge = 0,63 d
Innere Ueberdeckg = 0,0112 d = 1/8 Einstr. Offng
Aussere Ueberdeckg = 0,08 d = Einstr-Offng
Bewegung = 0,328 d

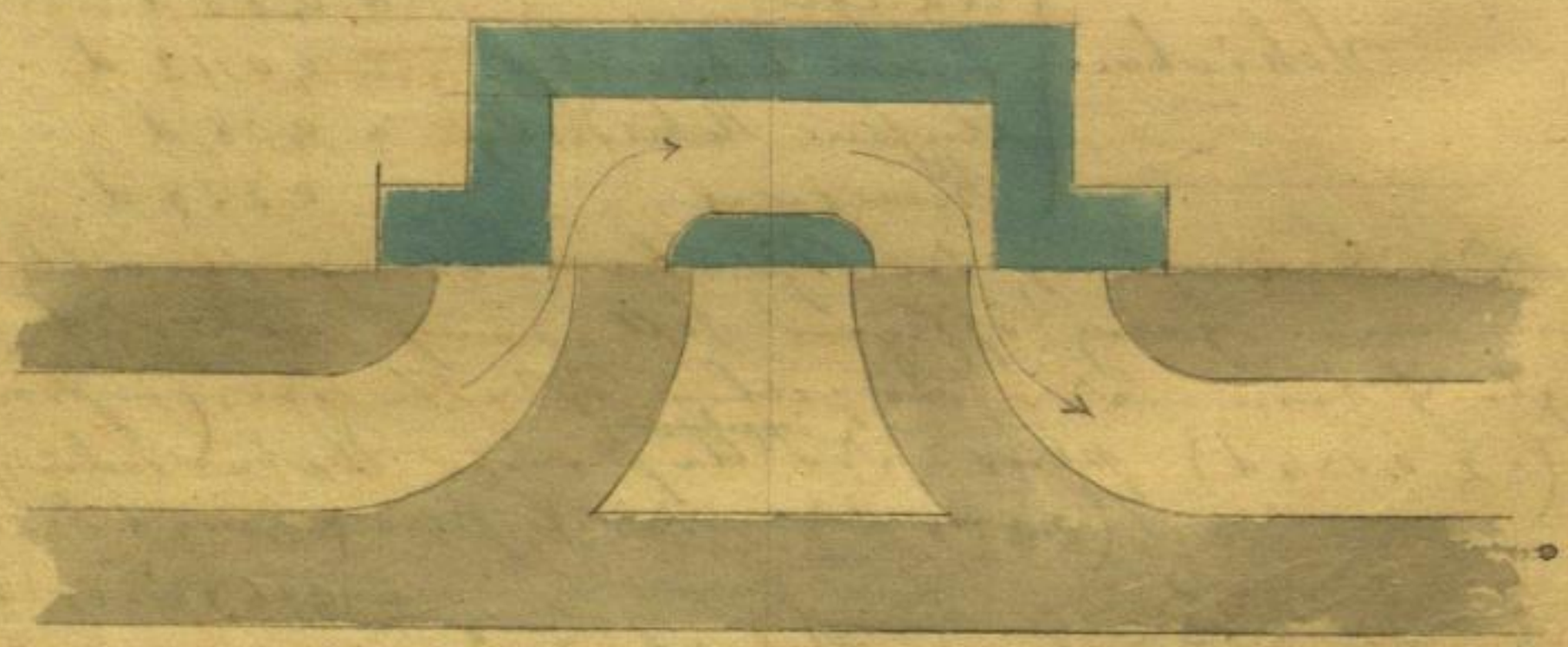
Die Laufgänge des Schiebers, wenn derselbe immer ganz offen soll, muss natürlich gleich sein der doppelten Weite der Einströmung (= 2 . 0,084 d) plus der doppelten äusseren Ueberdeckung (= 2 . 0,08 d) der heißt = 2 . 0,084 d + 2/0,08 d
= (0,168 + 2/0,08) d = 0,328 d.

der Voreilungswinkel ist 30°.

Die Wirkungsweise dieses Schiebers ist folgende:

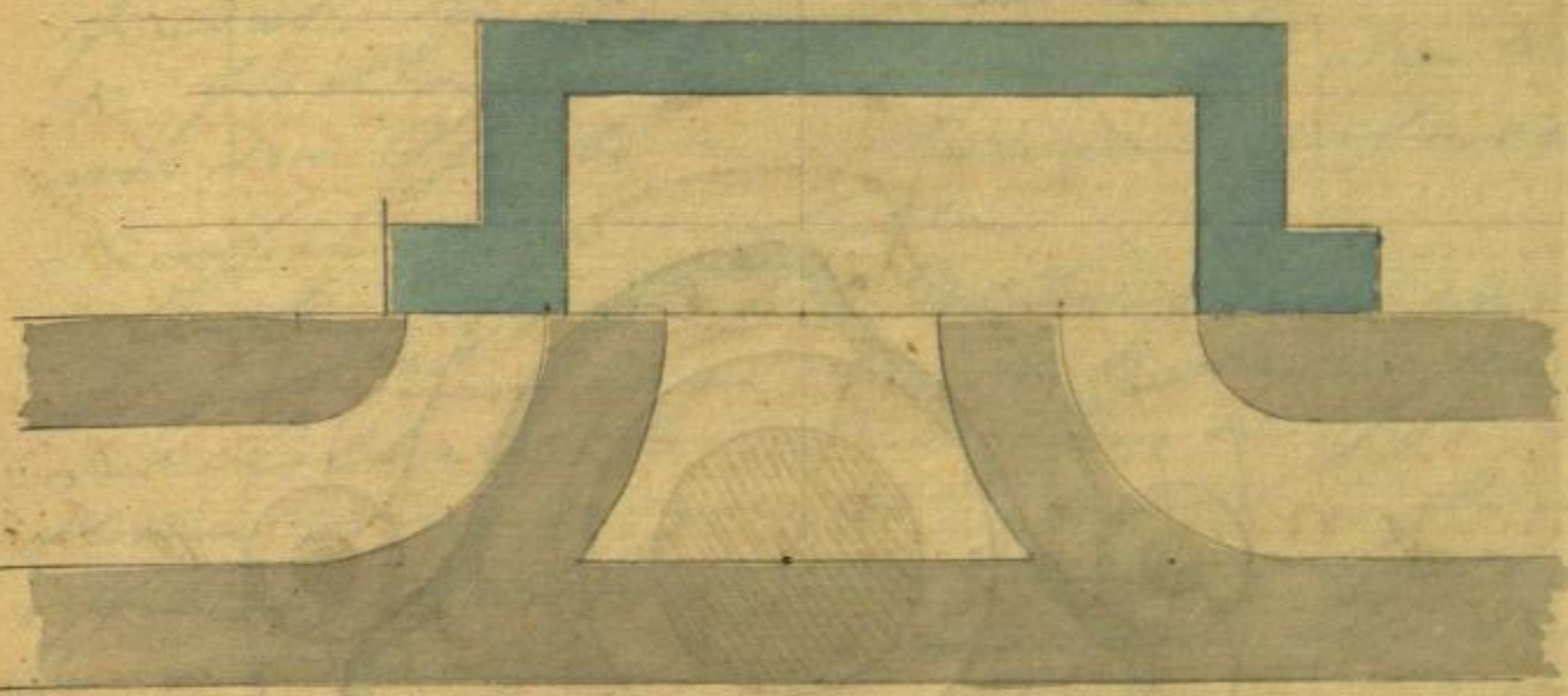
Zu Anfang eines Kolbenhubes ist die Dampfeinströmungsöffnung schon etwas offen. Nachdem der Kolben 1/4 seines Hubes zurückgelegt hat ist der Schieber am Ende seiner Laufgänge die Einströmungsöffnung ist ganz offen. Hat der Kolben ungefähr 3/4 seines Weges durchlaufen, so wird die Einlaßöffnung geschlossen während die Ausströmungsöffnung noch offen

bleibt, es tritt eine rückgängige Expansion ein, die so lange dauert bis der Ausfluss abgeschlossen wird, was dann eintritt, wenn der Kolben noch circa $\frac{1}{19}$ seines Hubes zurückzulegen hat. Jetzt tritt Compression des Dampfes hinter dem Kolben ein, während die Expansion des Dampfes von demselben noch fortdauert, bis die Ausströmungsöffnung denselben geöffnet wird. Dies tritt ein, wenn der Kolben ungefähr noch $\frac{1}{20}$ tel seines Laufes zu machen hat. Der Kolben comprimirt nun den Dampf hinter sich so lange bis ~~wenn~~ die Einströmungsöffnung hinter ihm geöffnet wird, d.h: bis er beinahe am Ende seiner Bahn angelangt ist. Die letzte aber außerordentlich kleine Bewegung bis zum Ende des Hubes legt er mit Gegendruck von hochgespanntem Dampf zurück und nun beginnt dieselbe Periode von neuem.



Schieber mit Zwischensteg.

Der Zwischensteg hat den Zweck den Einfluss der schädlichen Räume zu beseitigen. Die Dampfcanäle werden vor dem Dampfeinströmen zu mit abgehendem Dampf vorfüllt.



Verlängerter Schieber zu Expansion mit rückweiter Bewegung durch eine unrunde Scheibe

Dimensionen der Dampfcanäle wie früher: Dampfeinströmung 0,084 d auf 0,669 d
Dampfausströmung 0,163 d auf 0,669 d.

Schieber { Innere und äussere Ueberdeckg klein und gleich gross.
der Schieber macht zwei Bewegungen
die erste ist = der ~~äusseren~~ Ueberdeckg
+ der Weite der Einströmung
die zweite ist grösser und gleich
der doppelten Einströmungsöffnung
+ der inneren + der äusseren Ueberdeckg.

Die Länge des Schiebers ist so gross, dass er einerseits mit grosser Ueberdeckg abschliessen muss, während er andrerseits die Dampfausströmung ganz öffnet, wie es obige Zeichnung darstellt.

Die 4 Hauptstellungen des Schiebers sind.

Bewegung von Stellg 1–2 = E + a

Grösse der zweiten Bewegung ~~von Stellg 2 bis 3 ist = der doppelten~~ 2 + a + i + E = 2E + a + i ~~erstere~~, wenn die innere (i) u. äussere (a) Ueberdeckg gleich sind.

Ganze Schieberbewegung = 3E + 2a + i

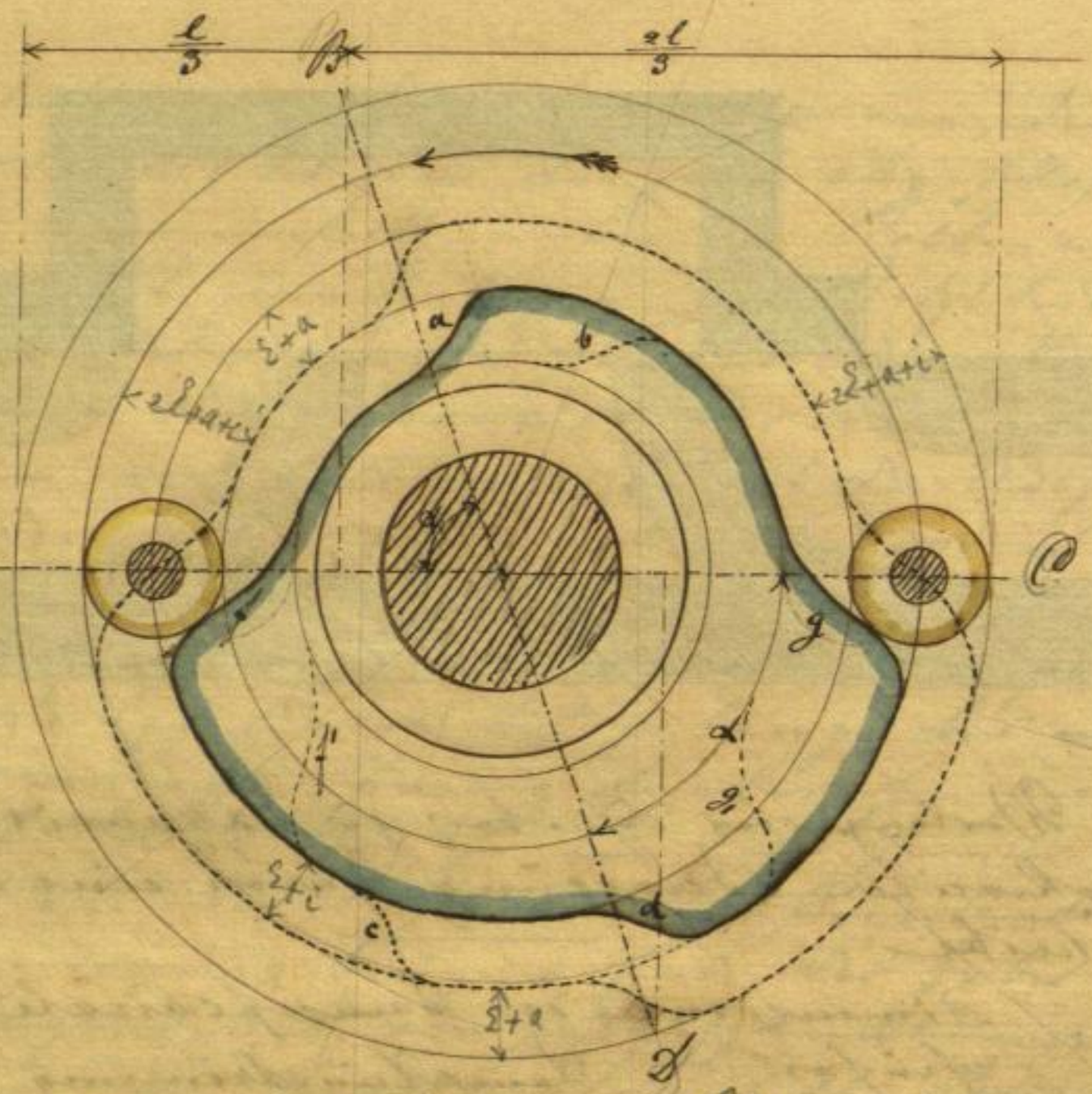
Bei Stellung 2 und 4 treten die Expansionen ein.

Unrunde Scheibe zu Dreifacher Expansion

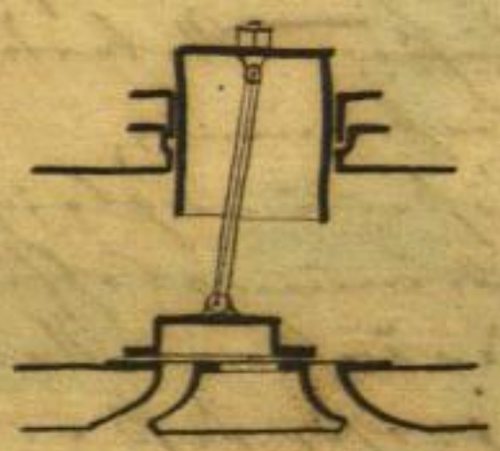
angenommen daß innere und äußere Radius gleich groß sind.

Der Winkel α entspricht dem $\measuredangle$ der Maschinen Kurbel da derselbe bei $\frac{1}{3}$ Füllung des Kolben Hub beschreibt.

(für Füllungslänge $= \infty$ wird $\sin \text{vers}\, \alpha = \frac{l}{3}$)



Entlastungs-Kolben, zur Verminderung der Schieberreibung bei Dampf-Maschinen



Bemerkung zur Construction der unrunden Scheibe.

Da eine stoßweise plötzliche Bewegung des Schiebers durch die Schubstange nicht möglich und zulässig ist, so muß man bei den Uebergängen der Schubstange aus einem Kreis in den andern (größern oder kleinern) statt der Stoßlinie gerade radiale Linie zum Uebergang einzuschalten. Diese müssen so gemacht werden, daß nirgends ein Stoß

oder zu gewaltsamer Rückstoß
findet. Zu diesem Zweck müssen auch
die Friction[illegible] welche die zunächst die Bewegung
von der Schieber aufnehmen, gehörig groß
dimensionirt erhalten.

Auch müssen die Nebengänge einen
so geräumt werden, daß beim Anfang
der Rückbewegung der Schieber schon ein
klein wenig zu die Dampfeinströmungs-
öffnung geöffnet hat. Die andere
Curve, welche die Expansion, also den
Dampfabschluß, hervorbringt wird am best
so gelegt, daß der Schieber schon vor dem
Kolbenstoße Expansionsmittel anfängt
zu machen, und dann genau abgeschlos-
sen, wenn wirklich die Expansion ein-
treten soll. Der Schieber bewegt sich nach
dem noch in die Ueberdeckung weiter,
bis der erste Rück vollendet ist.

Für variable Expansion muß
man zwei solcher Schieber neben einander
nehmen, die gegen einander verschoben
werden können. Wollte man zb.
die Einrichtung treffen, daß man von $\frac{3}{2}$facher
bis zu 3facher Expansion wählen könnte,
so würde für $\frac{3}{2}$fache Expansion die Curve a
nach b und die Curve d nach c rücken.

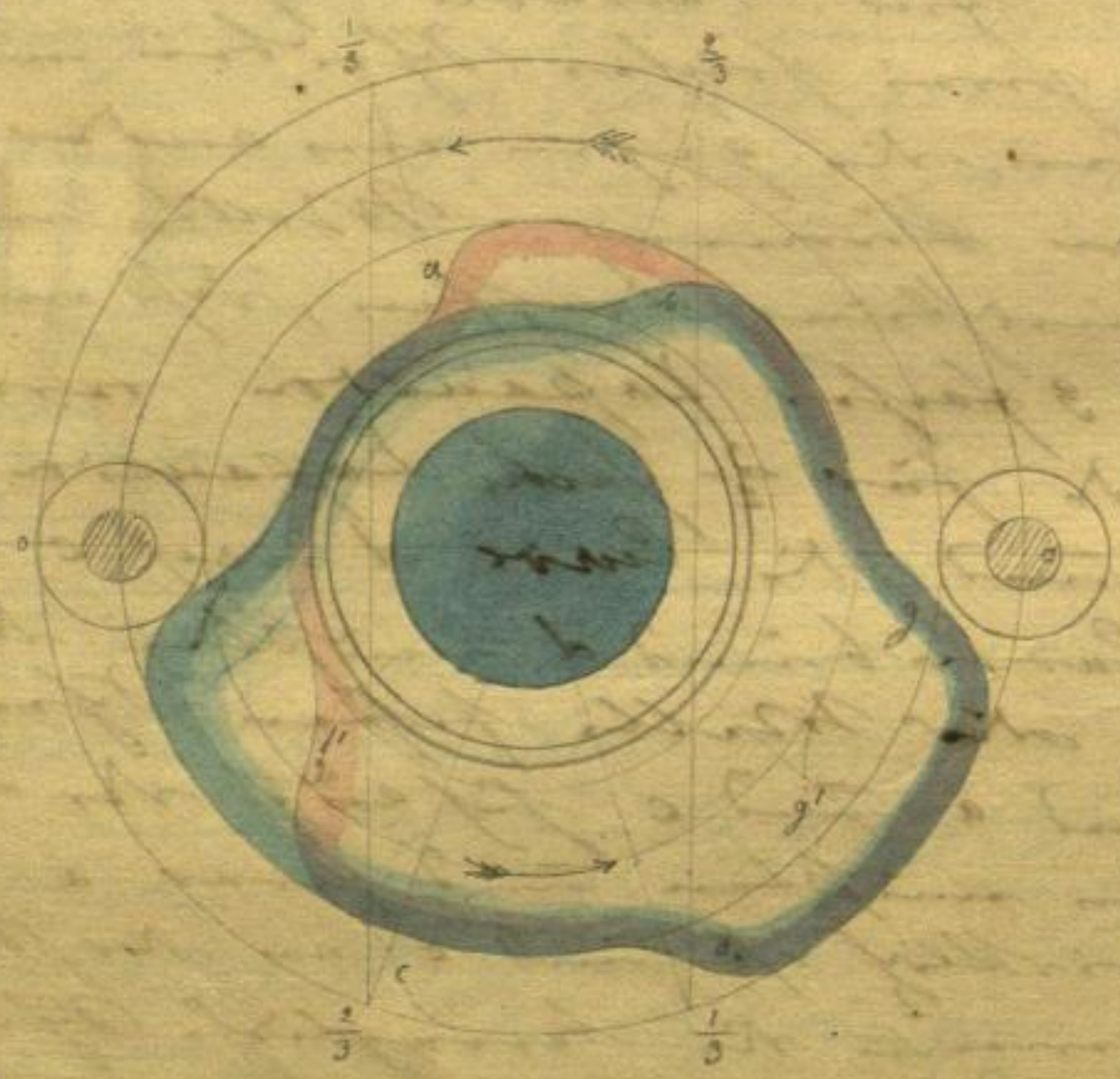
Die Curven b und d müßten dann an einer
~~gegen~~ auf der Welle festen Schieber sich befinden,
während a und c sich auf der verschiebbaren
befinden müßten und zwar a an der Stelle
wo es wirklich ist und c an der Stelle von d,
so daß wenn die beweglichen Schieber für
$\frac{3}{2}$fache Expansion verschoben wird a nach b
und c wirklich an den Ort kommt, wo in der
Zeichnung sich c befindet. Die Curven sind
so behalten für alle Expansionsgrade ihre Stelle,
es hat aber die verschieb: Schieber eine vor dieser

Linien treten.

Für 3fache Expansion steht die kurzgl. Schieber in der Stellung a g d f' und die feste Schieber auf ihrem unveränderlichen Platz f b g d, es wirken also statt die Linien f, a, g, und d. —

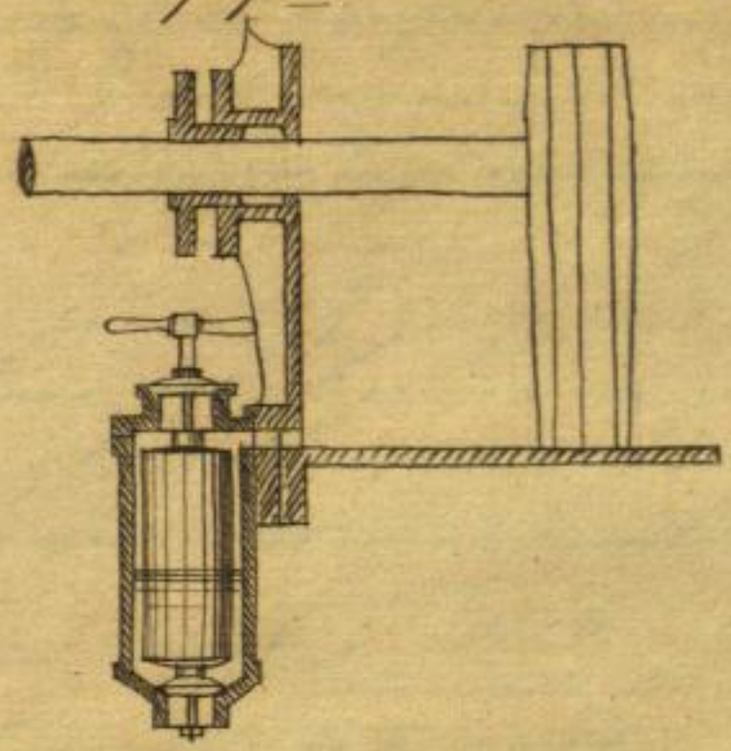
Die Linien b und f' stehen zurück sind also wirkungslos.

Für $\frac{3}{2}$fache Expansion steht die kurzgl. Schieber in der Stellung b g, c f und die feste in ihrer alten Stellg f b g d so wirken dann die Linien f, b, g u. c a fällt mit b zusammen, g, und d fest zurück sind also wirkungslos, und f, fällt mit f zusammen.

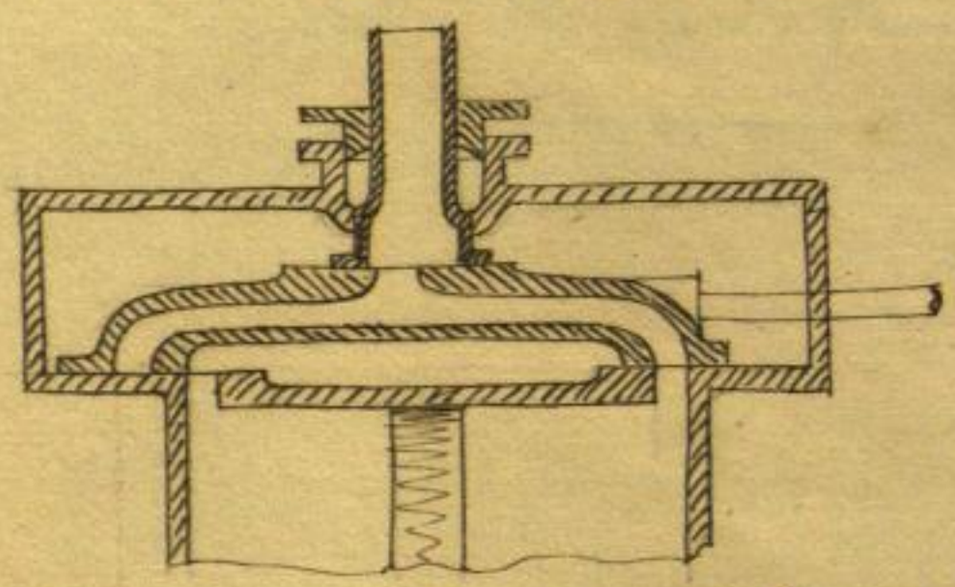


Beistehende Figur zeigt die beiden Schieber in der Stellung für 3fache Expansion. Die feste Schieber ist blau, die kurzgliche roth angeg

Selbstwirkende Wasserventile
zu Dampfmaschinen

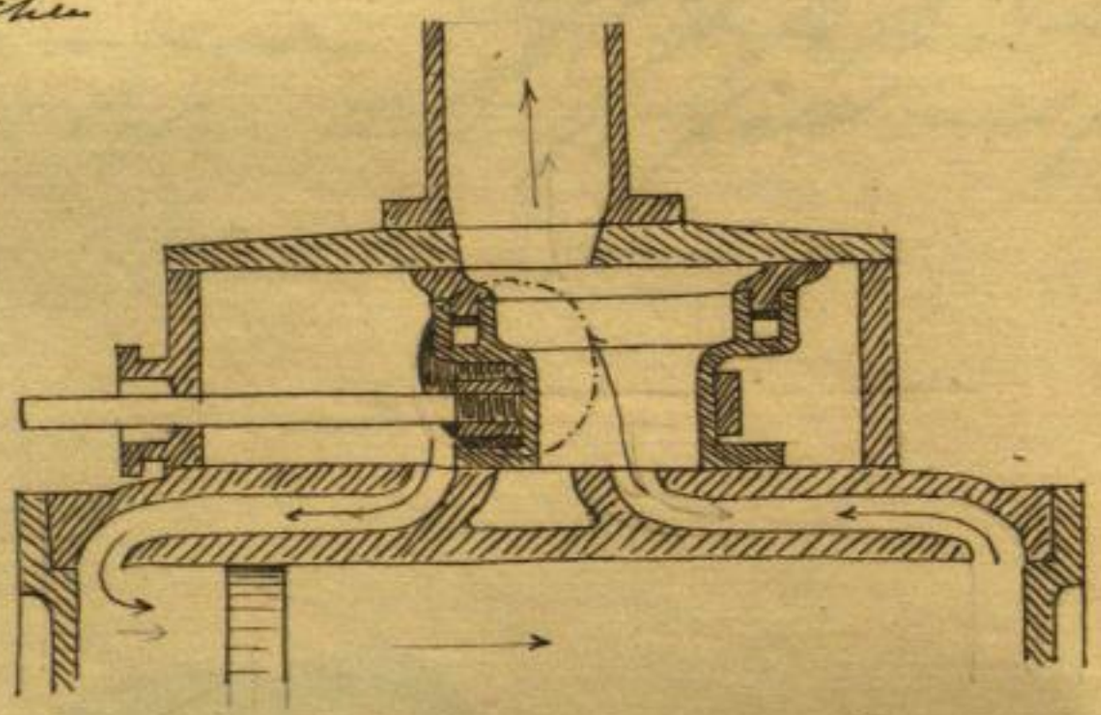


Schieber zur Beseitigung der großen Reibung und schädlichen Räume.

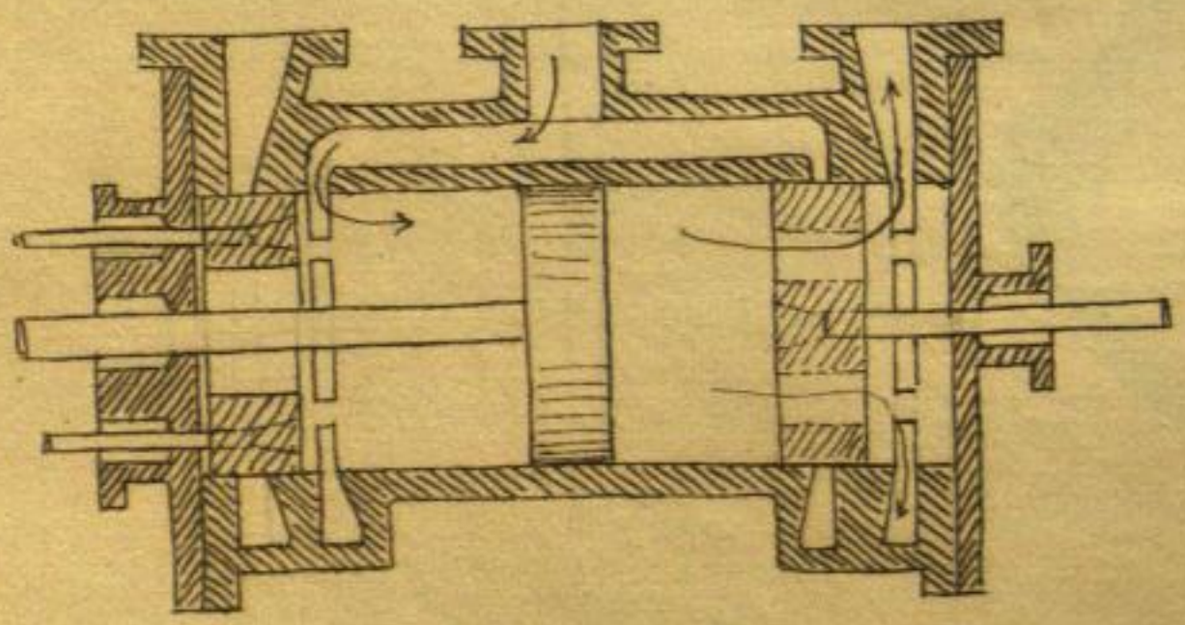


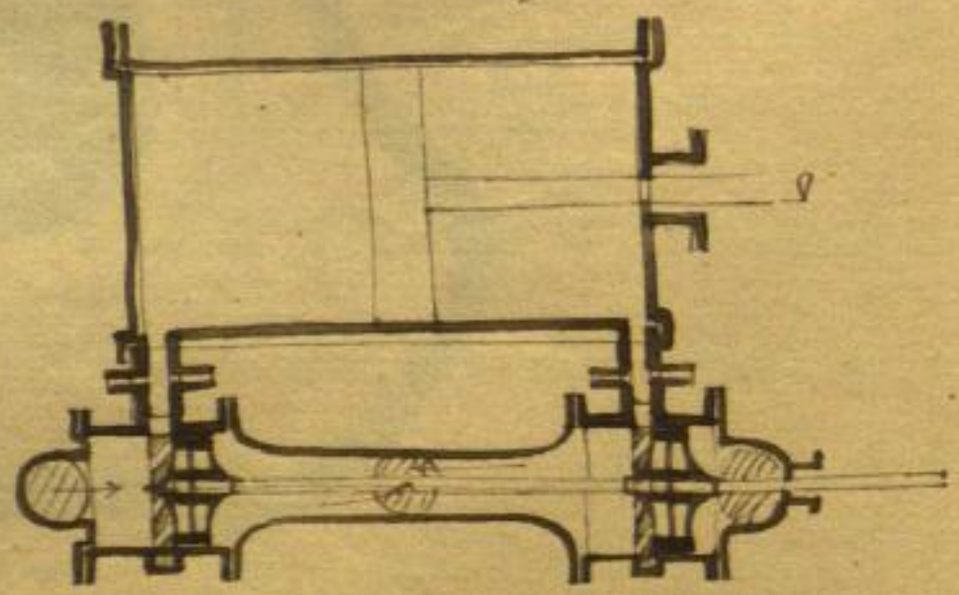
Sharps. Kolben-Schieber

Anti-Friction-Schieber



Kolbensteuerg. K.





Weiter siehe Pg. 117.

1. Kolbenreibung. Eine Bedingung bei dem Kolben ist, daß er gut schließt. Dazu ist nöthig, daß der Cylinder gut ausgeschliffen ist und der Kolben mit einer Kraft gegen die Wände gepreßt wird damit er sich gut anlegt und fest anschließt. Dadurch entsteht eine Reibung. Diese Kolbenreibung ist für sich schon ziemlich groß und dazu kommt noch, daß sie durch einen großen Weg zu überwinden ist.

K ist hier gleich Kraft mit der der Kolben gegen die Wände gepreßt wird, mult. mit dem Reibungscoeffic.

$K = d \cdot \pi \cdot h \cdot p \cdot f$, wobei h Höhe des Kolbens und p Druck per Flächeneinheit

s ist hier $= l$ u. $Q = d^2 \frac{\pi}{4}$ also

$$P = \frac{d \pi \cdot h p \cdot f \cdot l}{d^2 \frac{\pi}{4} \cdot l} = \frac{4 h \cdot p f}{d}$$

Die Höhe h des Kolbens ist fast für alle Maschinen constant. Ebenso f. und p für Maschinen gleicher Art. Wir können also sagen, daß z.B. für alle Wettscho Maschinen $P = \frac{Const.}{d}$. Es sind also große Kolben günstiger als kleine.

2. Reibung zwischen Kolbenstange- und Stopfbüchse. Dieses eigentlich nicht ein Kolben. Es gilt also hier dasselbe Gesetz, wie oben. Nur ist hier natürlich die Reibung viel kleiner. P ist hier also für große Maschinen günstiger als für kleine.

3. Schubarreibung. Die Öffnungen für den Dampf müssen mindestens $\frac{1}{30}$ vom Cylinder sein. Wir haben also eine gefähr $\frac{1}{5}$ Kolbenfläche auf die ein mächtiger Druck wirkt, also starke Reibung verursacht. Aber s ist hier klein, daher Effectverlust klein.

4. Balancierreibung. Allerlei Zapfenreibungen kommen hier zusammen. Von u am Ende des Balancier ist der Druck gleich dem Dampfdruck, also sehr beträchtlich, allein s ist hierbei ungemein klein, also Effectverlust ungemein klein. Ebenso ist es mit den andern kleinen Zapfen. Ansehnlicher ist die Reibung am Balancierlager. Gewicht auf Balancierlager ist ungefähr doppelt so groß als Dampfdruck daher K größer allein s auch klein: Effectverlust ebenfalls gering.

Kurbelzapfenreibung beträchtlicher. Schwungradwellenzapfenreibung ist ziemlich beträchtlich. Das Gewicht des Schwung-

rade ist sehr beträchtlich. Der Druck auf die Zapfen bedeutend, der Weg ist zieml. groß, denn d. der Welle immer zieml. groß. Daher Effectverlust bedeutend.

5. Schiffsmaschinen. Hier kommen ein ganz Menge Widerstände vor. Erst muß das Wasser gehoben werden, muß überall Ventile öffnen und sich hinzwängen. Der Kolben muß ausschließen. Ein Theil des Wassers geht immer wieder durch die Unvollkommenheiten des Kolbens fort. Bedeutend werden diese Widerstände, wenn man eingemischt viel Condensationswasser verwendet. Im andern Fall ist dieser Widerstand für diese Springe sehr gering. Für eine 100 Pferdekr. Maschine etwa $\frac{1}{2}$ Pf.

Die Wasserstrahlpumpe muß den Widerstand des Dampfes im Kessel überwinden, deßhalb wird der Widerstand für Niederdruckmaschinen kleiner sein, als für Hochdruck.

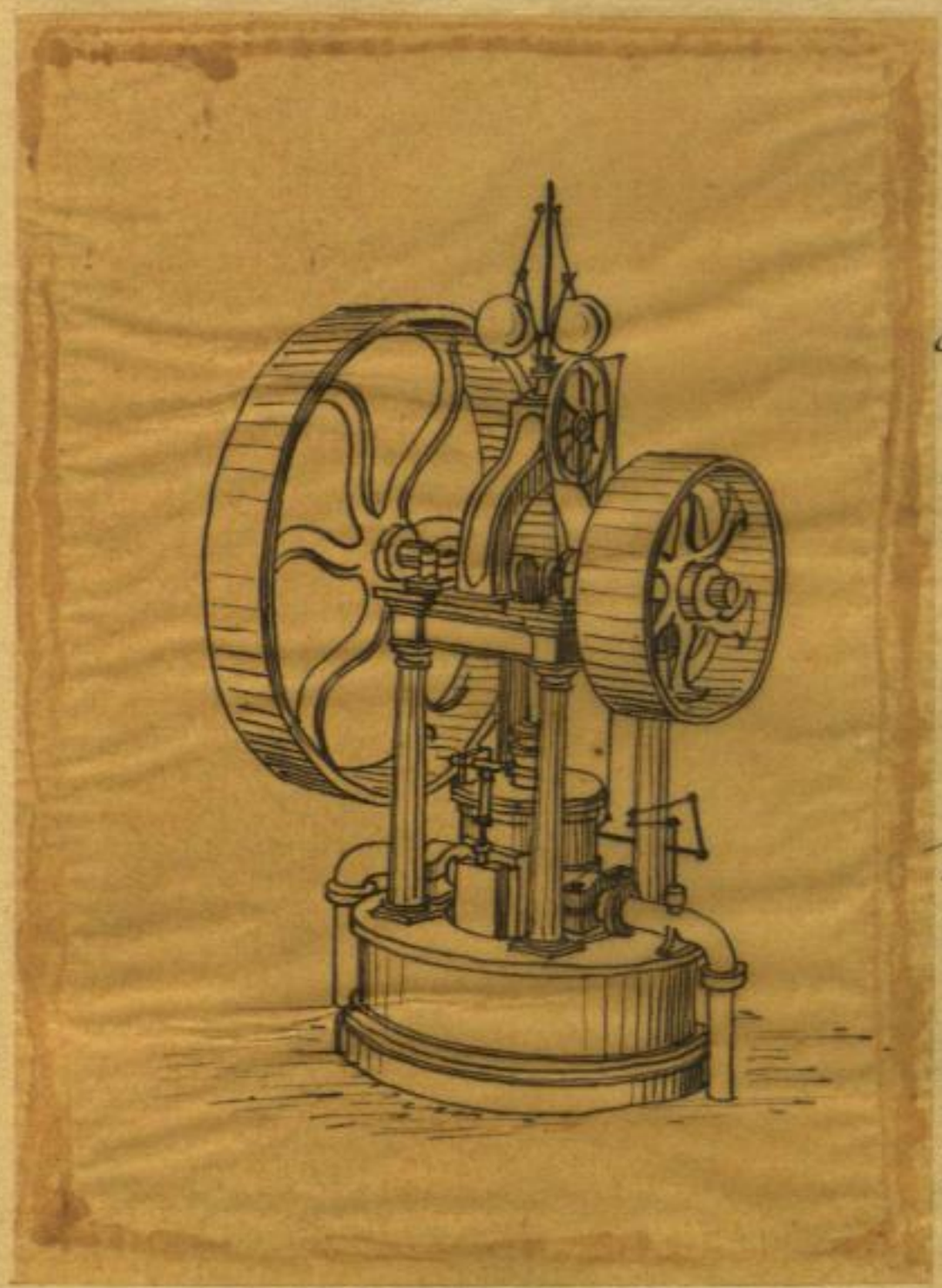
Oft heißt es, es sei für die Leistung einer Maschine sehr wichtig, daß der Dampf leicht seinen i. leicht heraus kann. Der Dampf kann nur momentan hinaus i. darüber entsteht ein Widerstand.

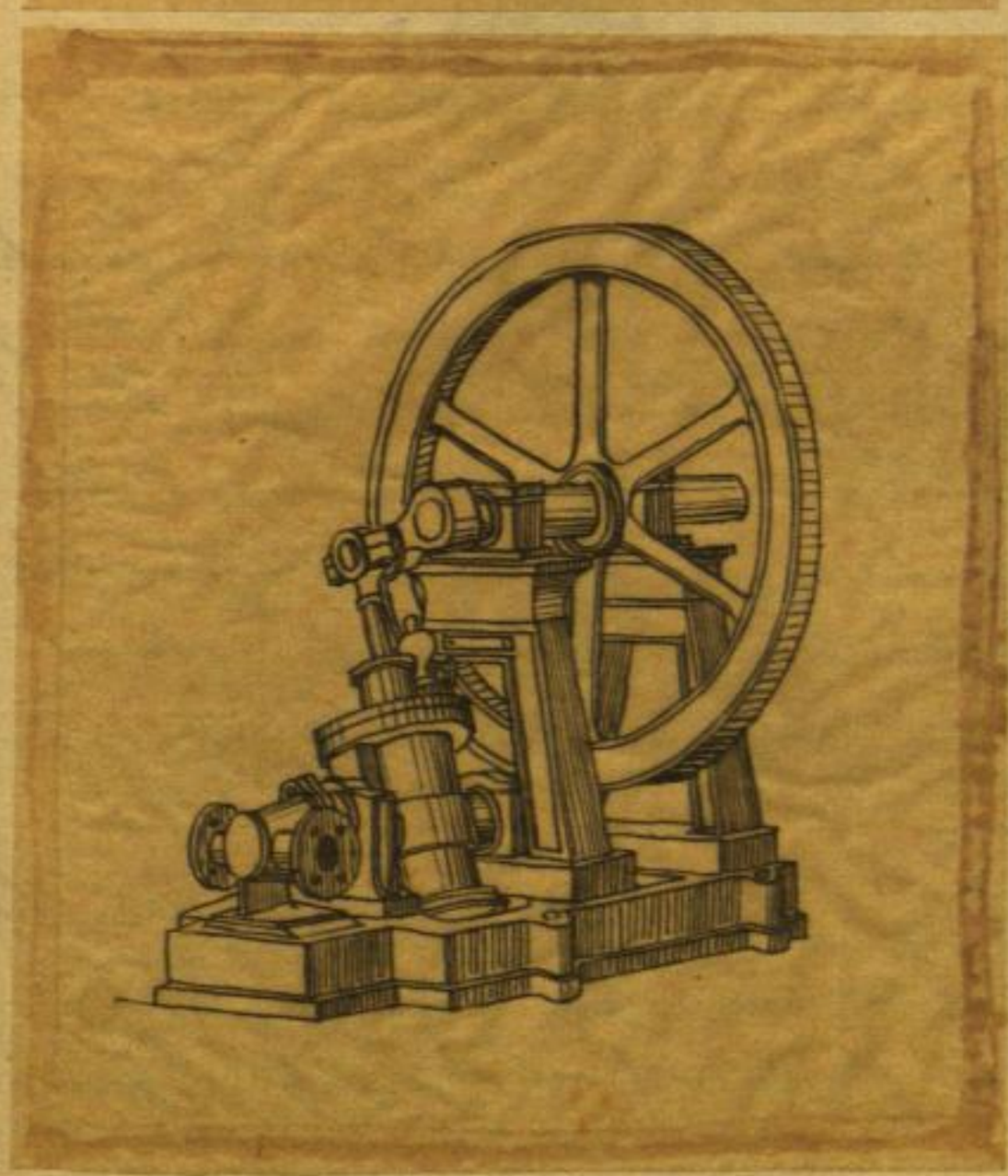
Dieser Widerstand ist dann besonders groß, wenn der Kolben schnell geht, was besonders bei den Locomotiven der Fall ist. Bei den Landmaschinen ist dies gewöhnl. 1m alle nicht beträchtlich. Die zweite Bedingung, daß dieser Widerstand klein wird ist, daß die Canäle weit sind. Daher ist auch noch nöthig eine gute Schieberwirkung, so daß die Canäle auch vollkommen geöffnet werden. Immer ist von Wichtigkeit, daß der Dampf auch zur rechten Zeit hinaus i. hereingeht. Dazu ist nöthig, daß der Dampf frühzeitig hereingeht i. frühzeitig aufhört hineinzuströmen. Dieses wird durch Voreilen der Schieber bewirkt.

Bei den Condensationsmaschinen wird der Widerstand hinter dem Kolben vermindert durch vollkommene Condensation, durch die eine geringe Spannung hinter dem Kolben entsteht, nämlich dort

Man könnte nun meinen, das könnte am besten geschehen, wenn man recht viel kaltes Wasser in den Condensator einspritzte, allein wenn man viel einspritzt, so muß auch viel herausgezogen werden, wird es so heiß

Oscillirende Dampf-Maschinen



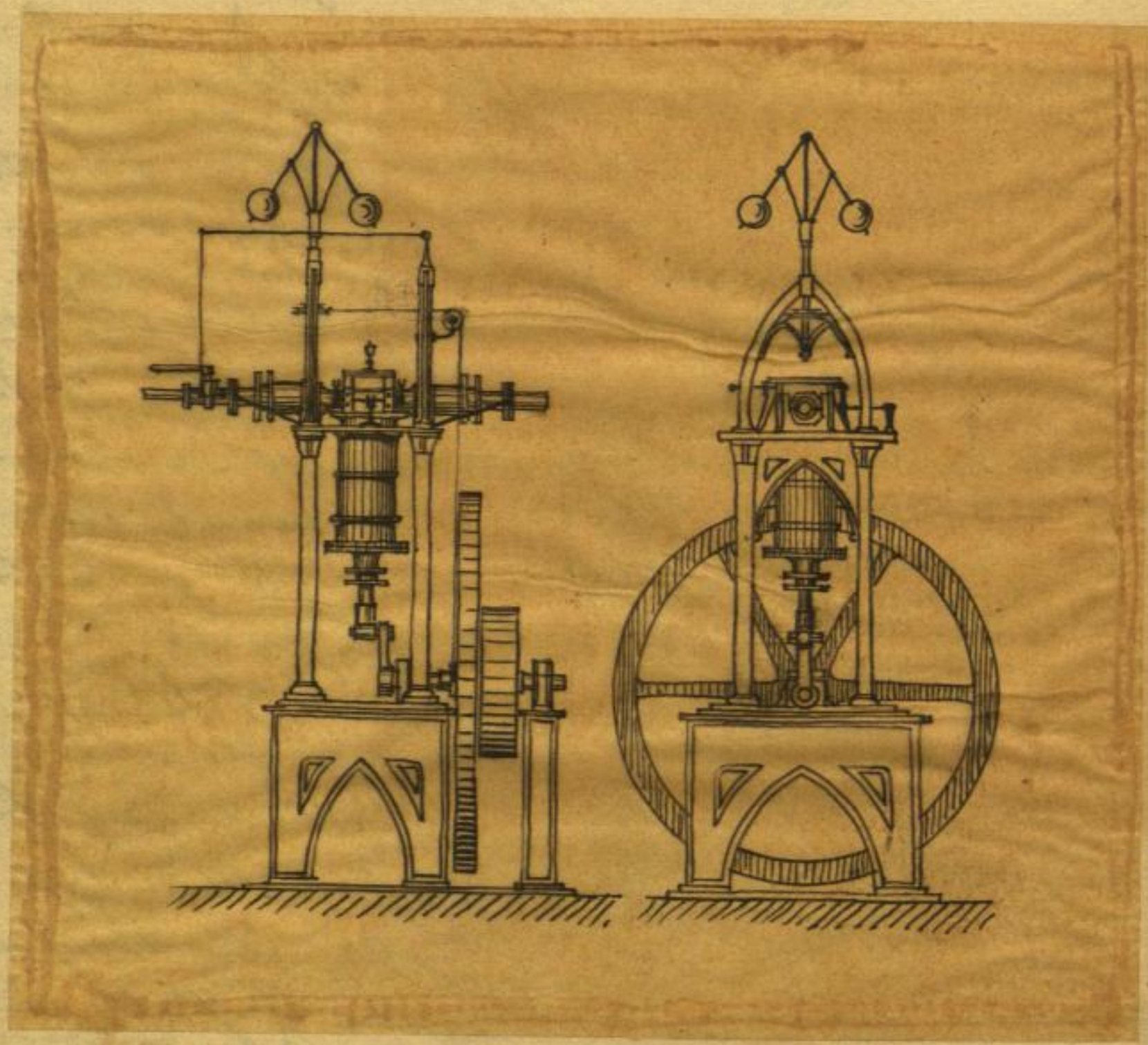


Bei den oscillirenden Maschinen verbindet die Kolbenstange zugleich die Stelle der Schubstange und die Zapfbüchse die Stelle der Führung. Es ist klar daß diese Maschinen viel compendiöser ausfallen als die gewöhnlichen, weßhalb sie auch für Schiffsmaschinen sehr beliebt sind.

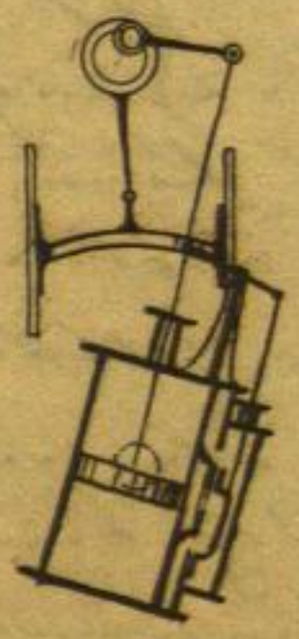
Allein auch für kleine Fabriksmaschinen haben sie den Vortheil, daß die Gestelle niedrig und daß sie die Maschine sehr solid wird und daß sie also nur geringes Fundament und wenig Platz braucht.

Die Bewegung des Schiebers kann entweder durch die Oscillation der Maschine selbst bewirkt werden, in welchem Fall jedoch keine lineare Bewegung und daher auch keine Separation mit dem Schieber möglich

Oscillirende Dampfmaschinen.

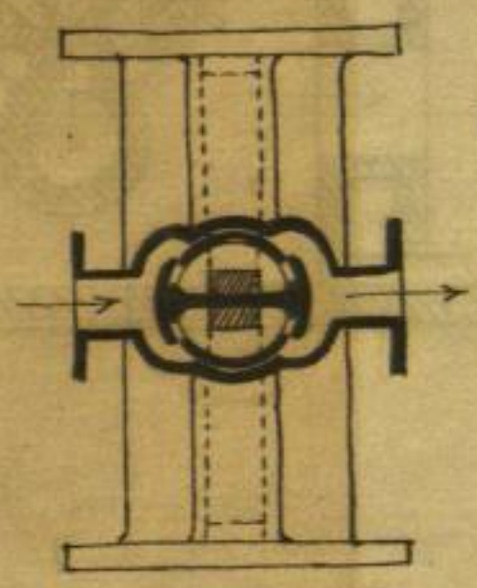


werden kann, oder man macht sich durch einen Cardanenbogen von der Oscillation unabhängig und läßt die vorhandene Excentric auf diesen Bogen wirken; durch diese letztere Methode kann geringer Expansion erzielt werden (mit einem Schieber) der Dampf geht hierbei durch einen Hahn herein, durch den andern hinaus. Nicht selten wird die Oscillation der Maschine auch zur Bewegung der Speisepumpe benutzt. – Oft fehlt der Schieber ganz



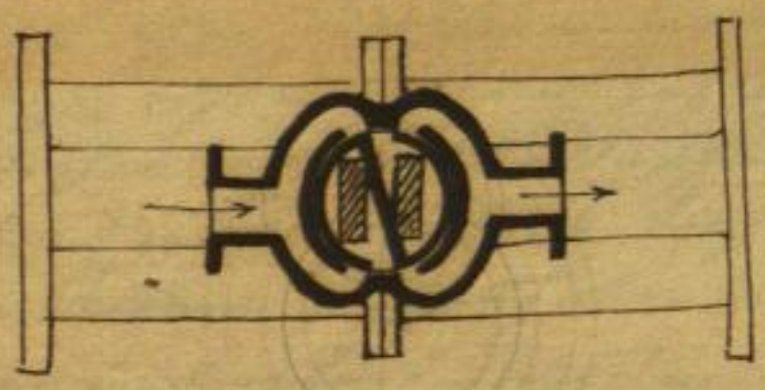
Oscillirende Dampfmaschinen

und die Wirkung des Dampfes wird durch die Oscillation des Gestänges bewirkt, in dem dem Schieber zum Ein- und Auslassen des Dampfes sich befinden.

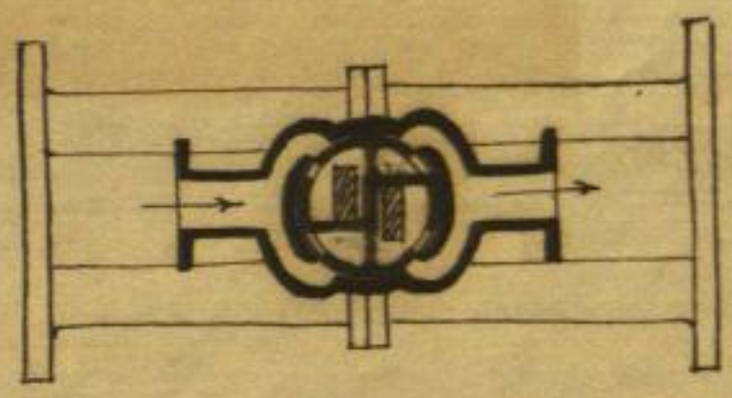


1,

2,



3,

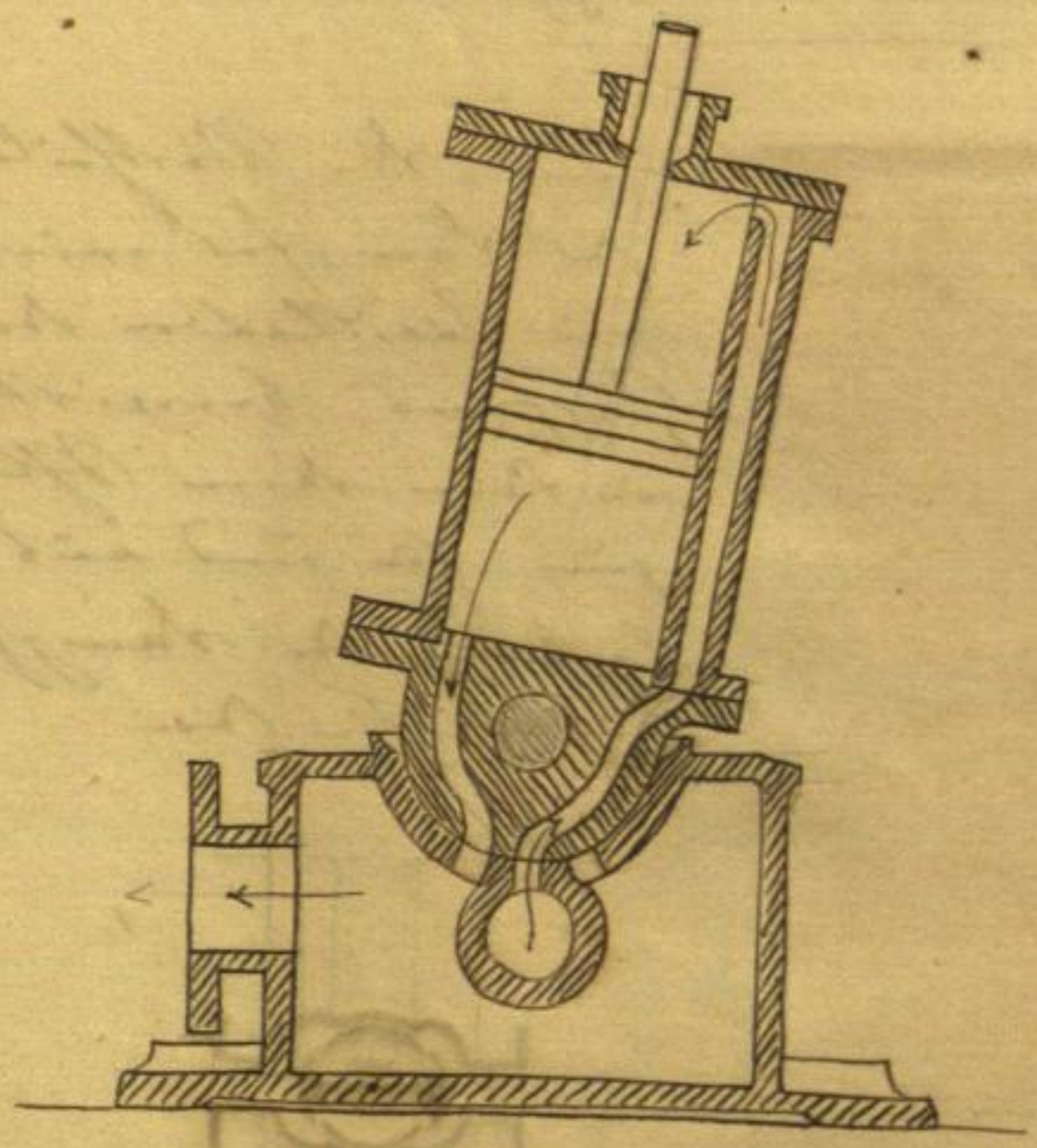


4

5.

Fig. 1, 2, 3 & 4 Lagerconstr. für liegende und stehende oscill. Masch: die so um den Schwerpunkt des Cylinders oscilliren.

Fig 5. Lagerconstr. für eine Maschine mit nur einem Lager, der sich am Boden der Masch. befindet.



zu sehen, daß es bei einer gewissen Wassermenge ein Maximum der Nutzeffects der Maschine gibt, die leicht durch Versuche bei der Maschine selbst gefunden werden kann.

Alle diese Widerstände, die mir jetzt bekannt sind hat Redtenbacher. S. 205 u. 206 etc. genauest.

Zur Uebung sei für eine Wattsche Maschine

$v = 1{,}3^m$, $\frac{C}{D} = 40$ $h = 10^m$ $\delta = 0{,}7$. Dann ist S. 206

$$r = 1758 + 30 \cdot 40 \cdot 1{,}3 + 45 \cdot 10 + 269 \cdot 0{,}7 + \frac{367}{0{,}7}$$

$$r = 1758 + 1560 + 450 + 188{,}3 + 524 = 4480 \text{ kg p. } 1\square^m.$$

Oder in Atmosphären $\frac{4480}{10330} = 0{,}4$ Atm.

2. Für Hochdruckmaschinen S. 207. $v = 1{,}3^m$

6 Fuß $\frac{C}{D} = 40$, $\delta = 0{,}5$ $p = 50000$. Dann ist.

$$r = 12450 + 1611 \cdot 40 \cdot 1{,}3 + 1610 \cdot 0{,}5 + \frac{1005}{0{,}5} =$$

$$12450 + 5918 + 805 + 2010 = \ldots\ldots\ldots 21193.$$

= 2 Atmosphären.

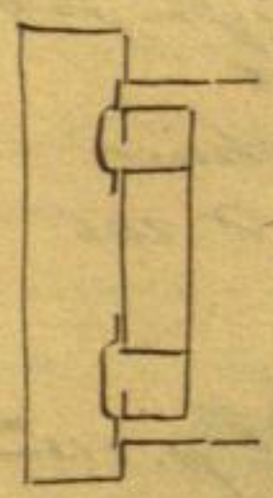
Demnach gehen $\frac{2}{3}$ Dampf für nutzlos, 2 Atm. sind zur Uebermindung der Reibung nothwendig.

Was nun die Wärme u. Dampfverluste betrifft, die bei dieser Maschine vorkommen, so können diese entstehen, erstens durch Abkühlung auf dem Wege vom Kessel bis zur Maschine, und ebenso durch Abkühlung der Cylinder, weshalb diese Theile zuweilen bis mit Flußeisen, Hanf etc. stets umgeben werden. Besonders in England werden die Cylinder mit äußerster Vorsicht vor allen Wärmeverlust geschützt.

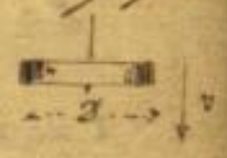
Ein zweiter Umstand, der Wärmeverlust verursacht ist, daß oft Wasser vom Dampf mit in den Cylinder getrieben wird. Die Wärme die nöthig war um dieses Wasser zu erhitzen ist verloren, denn dieses Wasser mischt sich, es hilft gar nichts bloß. Um diesen Verlust zu vermeiden ist es nöthig, daß man den Dampf in einem Röhrenkasten über dem Wasserspiegel des Kessels ausströmen läßt.

Man sagt gewöhnlich eine Maschine müsse mit trockenem Dampf arbeiten. – Ein weiterer Wärmeverlust entsteht durch den Dampf der die Canäle am Schieber ausfüllt, denn dieser Dampf treibt den Kolben nicht, sondern geht immer noch frisch hinaus. Dafür ist gut, daß die

Canäle nicht zu groß gemacht werden. Weit müssen sie sein, damit der Dampf geräuschlos ausströmen kann, also kurz müssen sie gemacht werden. Wie kann dadurch erreicht werden, daß man 2 Schieber macht, wie beistehende Zeichnung erläutert. –



Weiter Dampfverluste können entstehen, durch die Vorausströmungen des Kolbens die ff. Dampfmenge die am Anfang des Kolbens vorbeiströmt, diff. durch die Schieber Dampfmenge



$$= \mathfrak{A}\,\frac{\mathfrak{J}\cdot\mathfrak{U}}{\mathfrak{J}^2\cdot v} = \mathfrak{A}\,\frac{1}{\mathfrak{J}}\cdot\frac{\mathfrak{U}}{v}$$

wo $\mathfrak{A}$ den Querschnitt des Dampfes bedeutet. Diese Dampfverlust ist bei den Watt'schen Maschinen sehr gering.

Weitere Dampfverluste können durch das Nichtschließen der Schieber entstehen. Dieses genaue Schließen ist mit großen Schwierigkeiten verbunden, denn es kann sich nicht schmiegen.

Kleinere Verluste können noch durch die Wärmeausstrahlung entstehen, die aber nie groß werden können, da man sie entstehen sieht und leicht helfen kann.

Nachdem wir nun die Hindernisse alle betrachtet haben können wir zur Berechnung übergehen.

Diese Theorie die Redtenbacher hier aufstellt weicht wesentlich sehr wenig von der ab, die schon früher Pambour in seinem Werke abhandelt. Pambour hat aber manche Dinge, wie die Bestimmung der Widerstände u. Verluste leichtsinnig übergangen, so daß seine Resultate für das Construiren nicht anwendbar sind so rationell wie Herr Redtenbacher ist.

Redtenbacher weicht von seiner Theorie nur da, wo er glaubt klarer u. verständlicher werden zu können.

Er bemerkt hierbei noch einiges über die Wirkung oder den Effect der Dampfmaschinen. Dieser Effect ist noch bei keiner Maschine genau bekannt. Es gemeinde Wirkungen besonders in England hat er sich gezeigt, daß diese Maschinen viel mehr leisten, als man gewöhnlich angibt. So leistet eine 100 Pferdige Maschine nicht 100 sondern 120–150. Die Sache ist also noch gar nicht genau bestimmt.

Annäherende Berechnung der Dampfmaschinen.

Die Leistungen der Dampfmaschinen lassen sich annähernd mit Zuhülfenahme von Erfahrungscoefficienten, welche sich allerdings bei Maschinen von verschiedenen Systemen etwas ändern, aus der theoretischen Leistung berechnen. Worin theoretische Leistung de mecanique pratique folgend Nutzeffekt in Pferden mit. (für gute Maschinen)

Pferdekraft.	für Niederd. mit Condensation	f. Hochdruck: ohne Expans:	für Hochdruck: mit Expans.
4 – 8	0,50	0,50	0,33
10 – 20	0,56	0,55	0,42
20 – 30	0,57	0,60	0,44
30 – 40	0,58	0,65	0,49
40 – 50	0,59	0,70	0,57
50 – 60	0,60		0,62
60 – 70	0,62		0,66
70 – 80	0,65		0,70
80 – 100	0,68		0,82

für gewöhnlich weniger sorgfältig ausgeführte Maschinen hat man diese Coefficienten mit 0,8 zu multipliciren.

Die ~~theoretische~~ Leistung einer Maschine ohne Expansion ist

$$75\,N = \frac{\pi D^2}{4} \cdot (p - r) \cdot v \cdot k$$

, wenn r der Condensator oder Atmosphärendruck, und k den Nutzeffekt coefficienten bedeutet.

$$v = \frac{2L \cdot n}{60}$$ L Hub der Maschine.

für Expansionsmaschinen ist ~~theoret.~~ der Effekt.

$$75\,N = \frac{\pi D^2}{4} \cdot p' \left(1 + \left(\log\text{nat.}\frac{p}{p_1}\right) - \frac{r}{p_1}\right) v \cdot k.$$ (siehe folg. Seite)

Die letzte Gleichung ist auch für Woolf'sche Maschinen giltig. Die Coefficienten k sind natürlich nur bei mittleren Verhältnissen richtig.

In der zweiten Gleichung für expandirende Hochdruckmaschinen ist p_1 der Dampfdruck im Cylinder nach vollendeter Expansion. $\frac{p}{p_1}$ stellt also den Expansionsgrad aus, d.h. auf das wievielfache seines ursprünglichen Volumens ist der Dampf im Cylinder ausgedehnt.

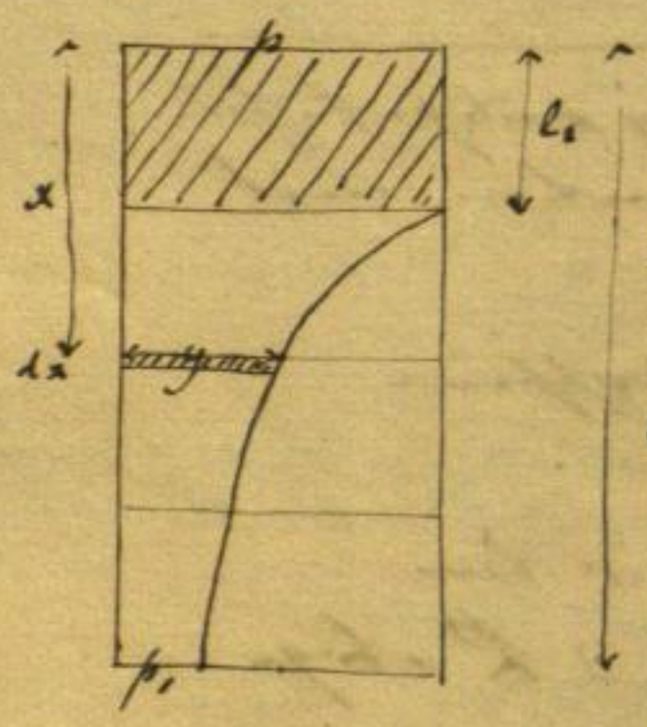
Zur schnellen Berechnung folgen hier die Formeln.

$$75\,N = k.\frac{\pi D^2}{4}.p'.\left(1+\lg nat.\frac{p}{p_1}-\frac{p}{p_1}\right).v$$

Die Werthe von $\lg nat.\frac{p}{p_1}$ für verschiedene Expansionsgrade.

Expansionsgrad. $\frac{p}{p_1}$	8	6	5	4	3	2	$\frac{3}{2}$	$\frac{4}{3}$
$\lg nat.\frac{p}{p_1}$ =								
$2{,}3\lg brig.\frac{p}{p_1}$ =	2,077	1,789	1,607	1,385	1,097	0,692	0,405	0,262

Entwicklung der letzten Formel



Arbeit während eines Hubes

$$\mathfrak{A} = p.\frac{\pi D^2}{4}.l' + \int_{x=l_1}^{x=l} y.dx.\frac{\pi D^2}{4} - r\frac{\pi D^2}{4}.l \text{ Nun ist}$$

$y = p.\frac{l_1}{x}$ folglich

$$\mathfrak{A} = p\frac{\pi D^2}{4}.l' + \frac{\pi D^2}{4}.pl_1\int_{x=l_1}^{x=l}\frac{dx}{x} - r\frac{\pi D^2}{4}l$$

$$\mathfrak{A} = p\frac{\pi D^2}{4}l' + \frac{\pi D^2}{4}.pl_1.\log nat.\frac{l}{l_1} - r\frac{\pi D^2}{4}l$$

$$\mathfrak{A} = p.\frac{\pi D^2}{4}.\left(l' + l'\log nat.\frac{l}{l_1} - \frac{r}{p}.l\right)$$ Arbeit per 1" = 75 N =

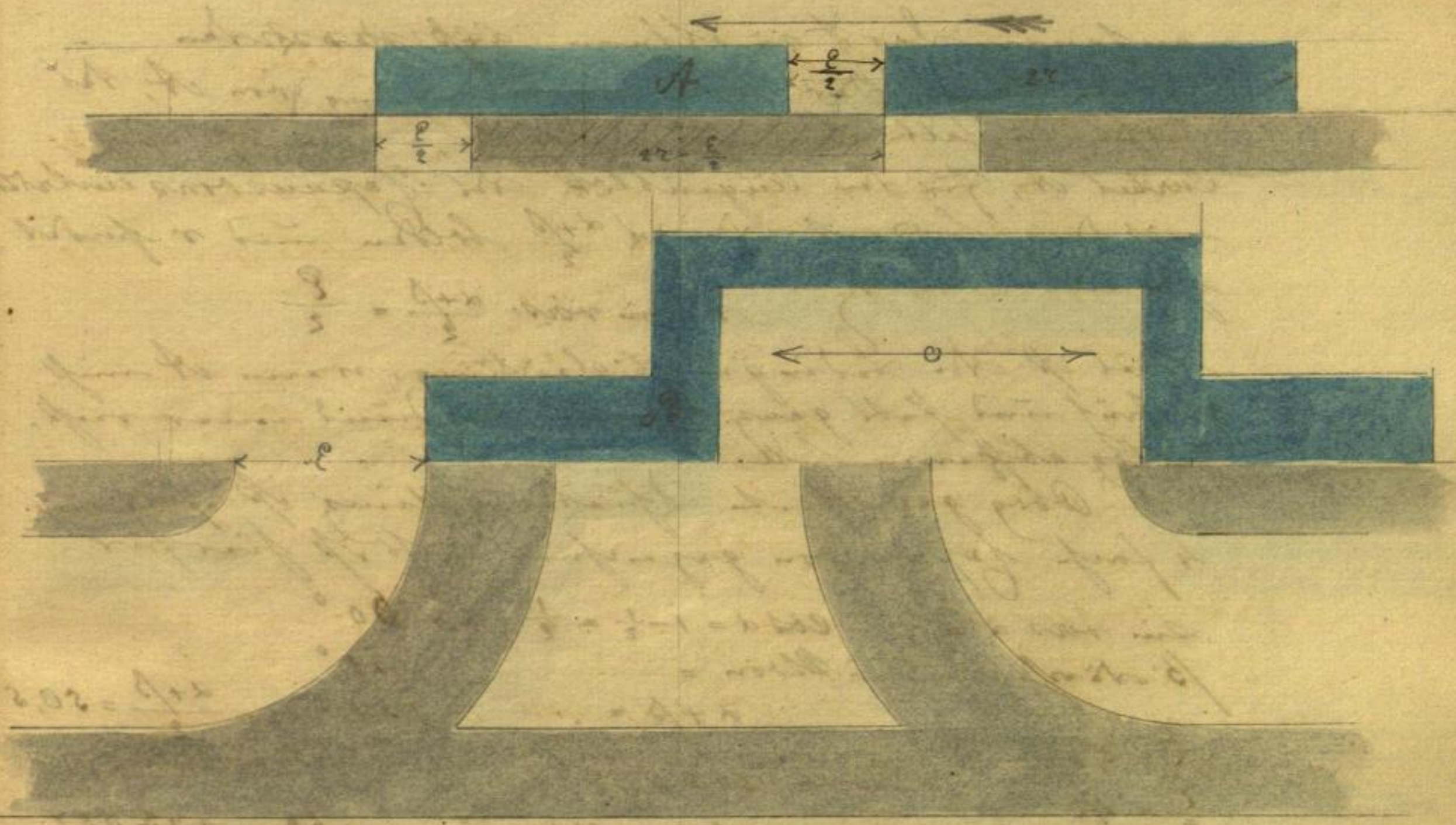
$$75\,N = p.\frac{\pi D^2}{4}.\frac{2.n}{60}\left(l' + l'\log nat.\frac{l}{l_1} - \frac{r}{p}l\right)$$ und da $v = \frac{2ln}{60}$

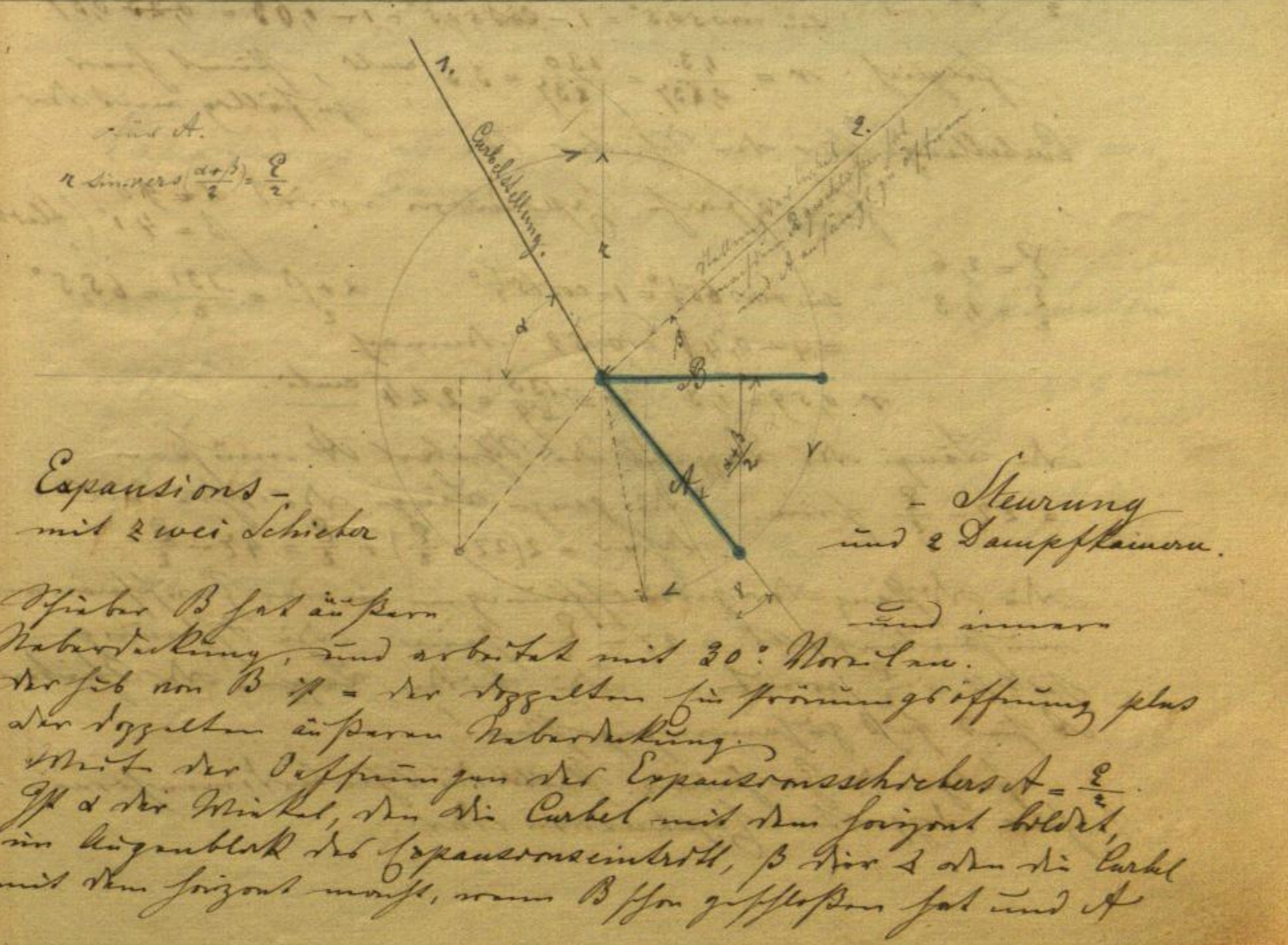
und $\frac{l}{l_1} = \frac{p}{p_1}$

$$75\,N = p.\frac{\pi D^2}{4}.v.\left(\frac{l'}{l} + \frac{l'}{l}\log nat.\frac{l}{l_1} - \frac{r}{p}.\frac{l}{l}\right)$$

$$75\,N = \cancel{p}\frac{\pi D^2}{4}.v.\left(\frac{p_1}{\cancel{p}} + \frac{p_1}{\cancel{p}}\log nat.\frac{p}{p_1} - \frac{r}{\cancel{p}}\right) = \frac{\pi D^2}{4}.p'v\left(1 + \log nat.\frac{p}{p_1} - \frac{r}{p_1}\right)$$

4fache Expansion.





Expansions-Steuerung
mit zwei Schieber und 2 Dampfkammern.

Schieber B hat äußere und innere Ueberdeckung, und arbeitet mit 30° Voreilen. Der Hub von B ist = der doppelten Hauptöffnung plus der doppelten äußeren Ueberdeckung.

Mit der Oeffnungen des Expansionsschiebers A = $\frac{e}{2}$. Ist α der Winkel, den die Curbel mit dem Horizont bildet, im Augenblick des Expansionseintritts, β hier ∠ oder die Curbel mit dem Horizont macht, wenn B schon geschlossen hat und A

anfangen doch zu öffnen, ~~[illegible]~~ ~~[illegible]~~
r die Länge der Kurbel zur Bewegung von A, so
folgt die halbe Bewegung von A. Es muß die
Kurbel A, für den Augenblick des Expansionseintritts
mit dem Horizont den $\angle \frac{\alpha+\beta}{2}$ bilden und r findet
sich aus der Gl. $r \cdot \sin vers: \frac{\alpha+\beta}{2} = \frac{\varepsilon}{2}$.

Dies ist die Bedingungsgleichung, wenn A nicht
zu früh und halb ganz offen soll und immer rich-
tig abschneiden soll.

Obig gezeichnete Schieberstellung ist für
4fache Expansion gezeichnet. Es ist hierfür

$\sin vers\, \alpha = \frac{1}{2}$ $\quad \cos \alpha = 1 - \frac{1}{2} = \frac{1}{2}$, $\alpha = 60°$

β durch Construktion $= \underline{\qquad 41°}$

$\alpha + \beta = \qquad 101°$ $\qquad \frac{\alpha+\beta}{2} = 50{,}5°$

$\varepsilon = 2{,}6$

$\frac{\varepsilon}{2} = 1{,}3$ $\qquad r \cdot \sin vers\, 50{,}5 = 1{,}3$

$\sin vers\, 50{,}5° = 1 - \cos 50{,}5° = 1 - 0{,}63 = \cancel{0{,}23}\ 0{,}37$

folglich $r = \frac{1{,}3}{0{,}37} = \frac{130}{37} = 3{,}5$ cmtr, stimmt hier
zufällig mit der
Kurbellänge für den Schieber B.

Für 2fache Expansion wird $\alpha = 90$
$\beta = 41°$ (blieb)

$\varepsilon = 2{,}6$

$\frac{\varepsilon}{2} = 1{,}3$ $\qquad \sin vers\, 65\tfrac{1}{2}° = 1 - \cos 65\tfrac{1}{2}°$ $\qquad \frac{\alpha+\beta}{2} = \frac{131}{2} = 65{,}5°$

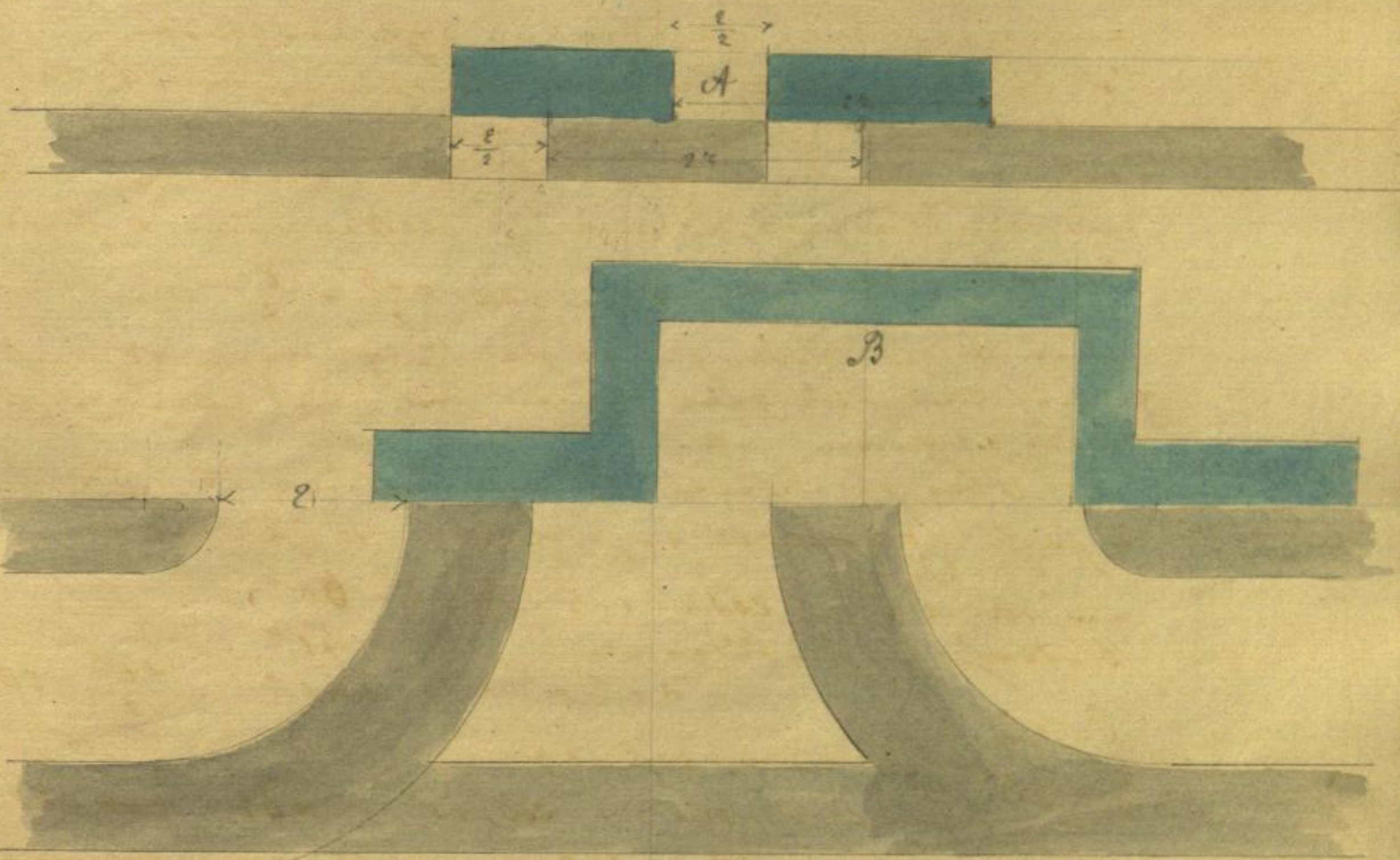
$= 1 - 0{,}41 = 0{,}59$ Summe

$r \cdot 0{,}59 = 1{,}3$ $\qquad r = \frac{130}{59} = 2{,}24$ cmtr

Die Länge des Laufens des Schiebers A müssen
$= 27 - \frac{\varepsilon}{2}$ sein. Die ganze Länge des Schiebers
A sei $= 2(27 - \frac{\varepsilon}{2}) + \frac{\varepsilon}{2} = 47 - \frac{\varepsilon}{2}$

Die Stellung der zwei Öffnungen in der Zwischenwand
außerhalb $= 27 - \frac{\varepsilon}{2}$ sein. Die Öffnungen
selbst $= \frac{\varepsilon}{2}$ weit. Die beiden Lappen des Schiebers
A sind fest zusammengegossen!

Folgende Berechnung stellt die Schieberdimensionen
für doppelte Expansion dar.



Expansions-Steurung mit zwei Schieber und zwei Dampfkammern.

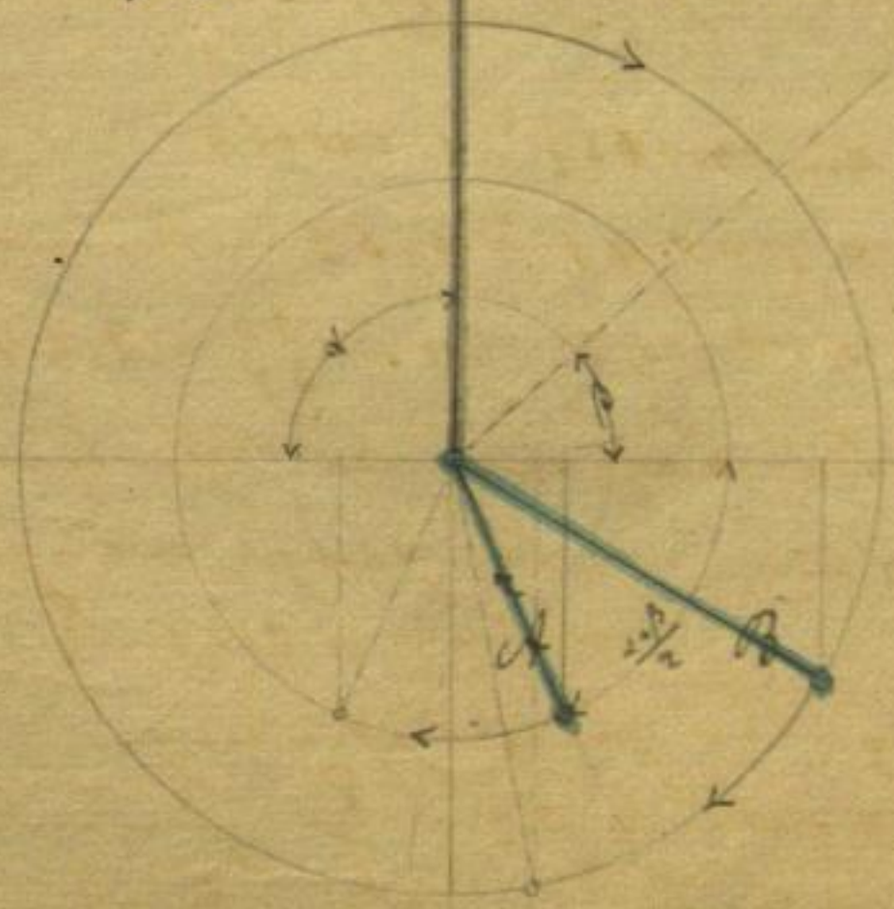
Dimensionen zweifache

$\alpha = 90°$

$\beta = 41°$

$\frac{\alpha+\beta}{2} = 65\frac{1}{2}°$

um 30° vor.

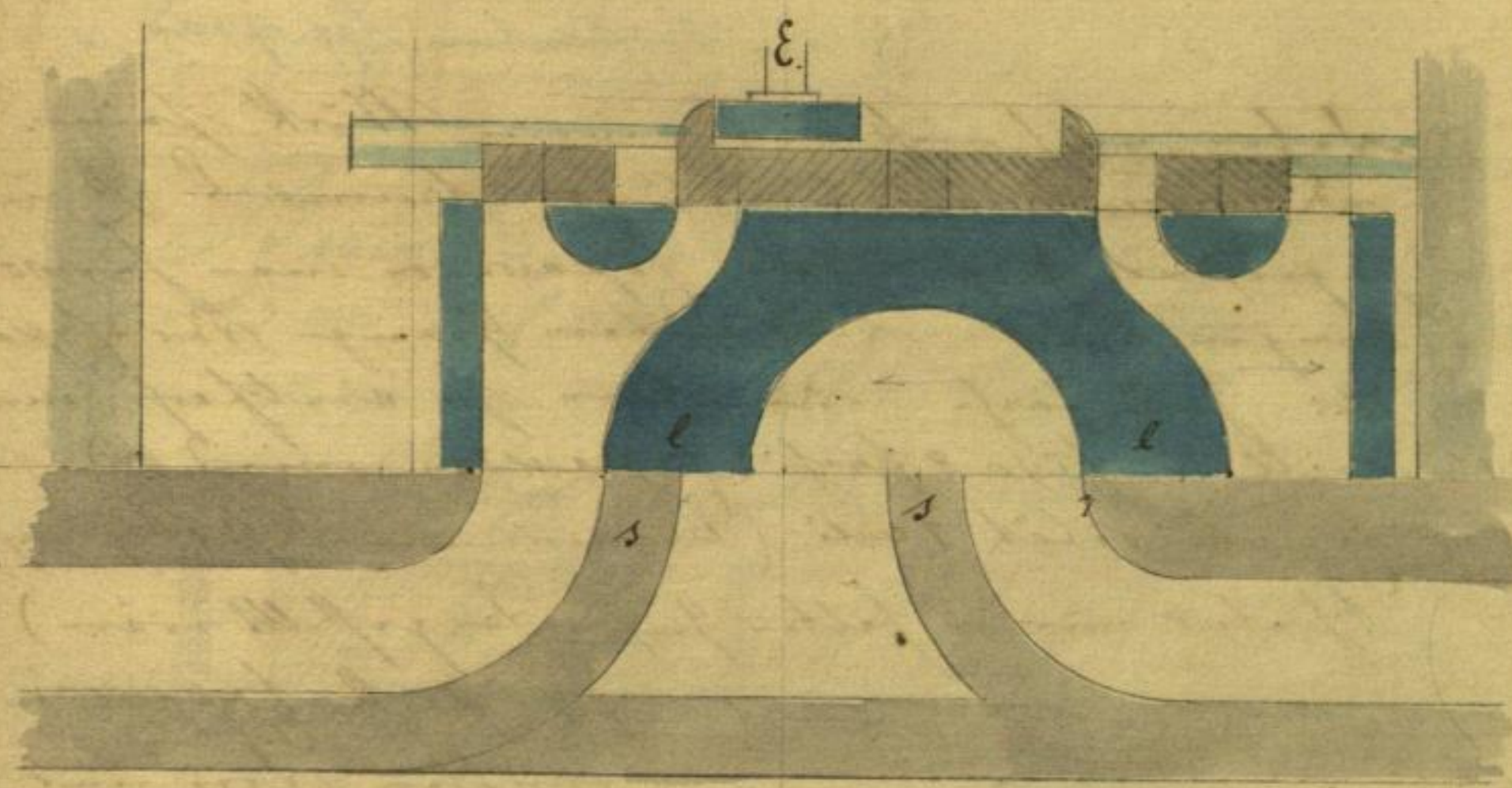


von A für Expansion.

$r = 2,24$ cmt.

$B = 3,5$ cmt.

B voll der grossen Kurbel



Doppelschieber mit Excentricum für variable Stark Expansion.

Dampfcanäle { Einlaßöffnung = 0,084 d à 0,669 d
Auslaßöffnung = 0,126 d à 0,669 d
Stegbreite s = 0,063 d à 0,669 d.

Schieber. { Breite des Laufes l = Einlaßöffnung + (rechts und links) kleine Ueberdeckung
Die Länge ergibt sich aus obiger Stellung.
Bewegung = l + Einlaßöffnung.

Der Schieber geht ohne Vorreiber, wenn die Expansion bis zu zweifacher gebraucht werden soll. Mit Vorreiber kann man nicht unter dreifache Expansion gehen, wohl aber drüber bis 6 und 8 fache.

Die Breite zweier kleinen Oeffnungen am Schieber ist gleich der Einströmungsöffnung. Die Länge der oberen Schieber ergibt sich aus der Zeichnung.

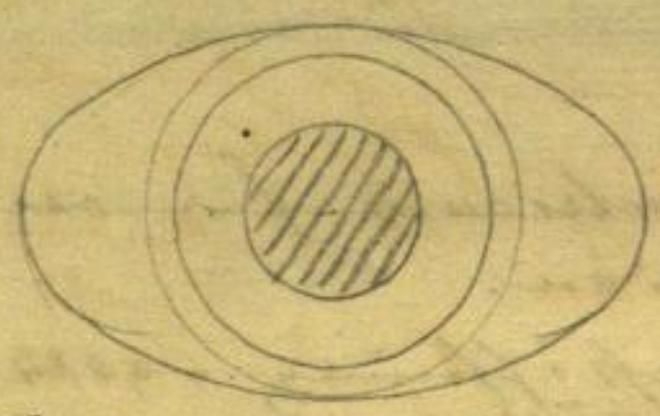
Die zwei oberen Schieber werden durch Reibung von den unteren mitgenommen und erhalten ihre Ruhelage Stellung zum öffnen durch einen an der Seite angebrachten Stift, der immer ganz geöffnet haben muß wenn der Schieber am Ende seiner Excursion angekommen ist.

Das rechtzeitige Schließen besorgt das Excentricum E, das den oberen Schiebern einen solchen Durchmesser darbieten muß, daß sie dann abgeschlossen haben, wenn der Dampf aufhören soll einzuströmen.

Die beiden oberen Schieber ändern ihre Entfernung mit jeder anderen Stellg des Excentricums E, diesen

nur bei constanten Exp. grad

daher auch ~~nicht~~ aus einem Stück sein. Die Excentricität des Excentrums L ist um so größer je größern Expansion man hervorbringen will. Die untere Grenze der Expansion ist: Immerfort die obern so vielfach man will. Für 8fache Expansion wird die Excentricität 7 cmtl. (Angenommen daß obige gezeichnete Schieber nur in halber Größe dargestellt wäre)



Excentricum in nat: Größe

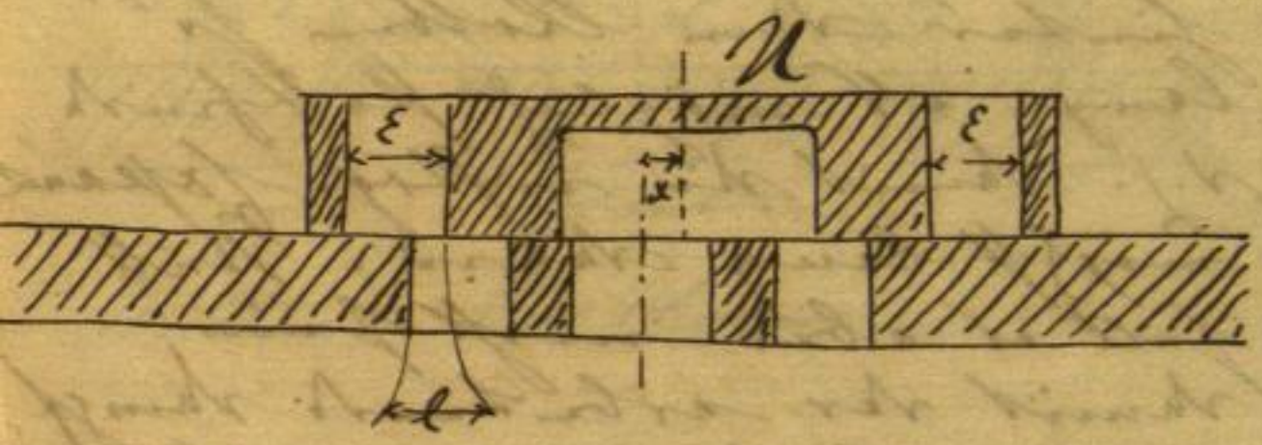
für stark Expansion zweifache Dreieck und Sechseck, mit kleiner Modifikation gehört diese Anordnung zu den bestbestehenden. Der Dampfeintritt ist sehr günstig da die obern Öffnungen stets ganz geöffnet sind, wenn der Kolbenhub beginnt, und sehr rasch geschlossen werden, wenn die Expansion beginnen soll.

Soll die Expansion ganz abgestellt werden können, was z.B. zum anlassen der Maschine sehr bequem ist, so hält man am besten man macht die Excentrstange zum aufhängen und legt sie in einen 2ten Haken am Steuerhebel der eine kleinere (eine 1/2 obere Einströmungsöffng) Bewegung der Schieber hervorbringt, wodurch der Expansionsschieber die Einströmungsöffnungen nur zur 7te Hälfte überdeckt, der Grundschieber macht allerdings dann die untern Einströmungsöffnungen am Cylinder nicht ganz auf, allein das hat für kurze Zeit gar nichts zu sagen. Sobald die Maschine im Gang ist hängt man die Excentrstange wieder in den richtigen Haken. Soll die Expansion für lange Zeit ganz aufgehoben werden, so nimmt man den Expansionsschieber ganz heraus.

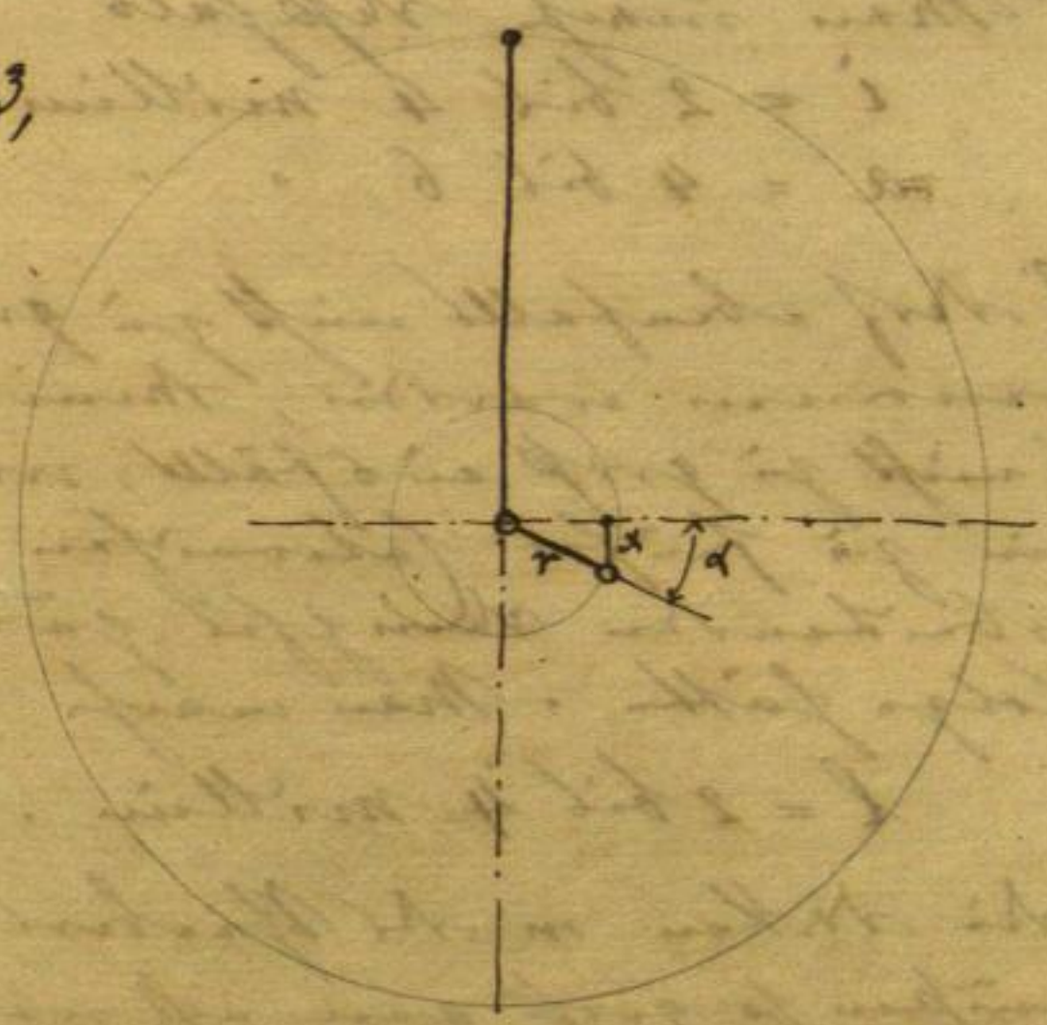
Berechnung der Expansionsvorrichtung mit zwei aufeinander laufenden Schiebern.

1, Mittlere Position des unteren Schiebers

2. Position des unteren Schiebers beim Hubanfang



3,



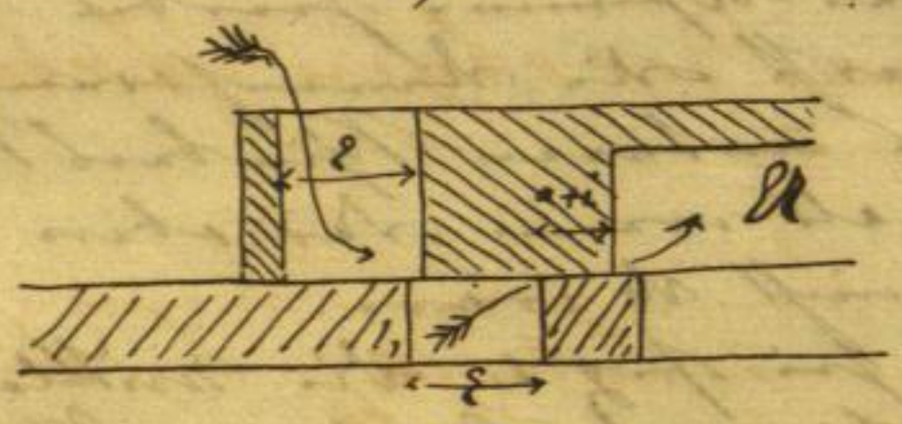
Man bestimme hierbei zuerst die Dimensionen des unteren Schiebers N so, als wenn der obere gar nicht da wäre.

Es sei fig 1, die mittlere Position des unteren Schiebers N.
a, die äußere Ueberdeckung
i, die innere "
ε, die Weite der Dampfeinströmungsöffnung
r, der Halbmesser des Kreises den der Mittelpunkt des Excentricums beschreibt, von dem aus N bewegt werden soll, oder der halbe Hub des Schiebers N
α, der Voreilungswinkel des Excentricums v. N

Es wird nun zunächst verlangt, daß der untere Schieber beim Anfang des Kolbenhubes die Einströmungsöffnung schon um eine gewisse lineare Voreilungsgröße l geöffnet habe, d.h. daß die Bewegung des Schiebers beim Anfang des Kolbenhubes schon einen Weg a+l zurückgelegt habe.

Es muß demnach (fig 2 & 3)
$x = a + l$ (fig 2) und
$x = r \cdot \sin \alpha$ (fig 3) sein
Außerdem soll der Schieber

4,



Die Dampfeinströmungsöffnung ganz öffnen so daß

$r = a + l$

Wir haben also zur Lösung von r und α die Gleichung

1, $r = a + l$

2, $r \cdot \sin\alpha = a + l$.

a, i, und l werden angenommen a+i so groß, daß bei Stellung 4 ein Eintreten des Schieberkanals nach R verhindert wird i, soll klein sein, damit die Abströmungskanäle hinter dem Kolben so lang als möglich stattfinden d.h. damit die nutzlose Expansion möglichst lang dauert. Soll soll es aber nicht sein damit der arbeitende Dampf nicht zu früh wieder entweicht. Man macht deßhalb

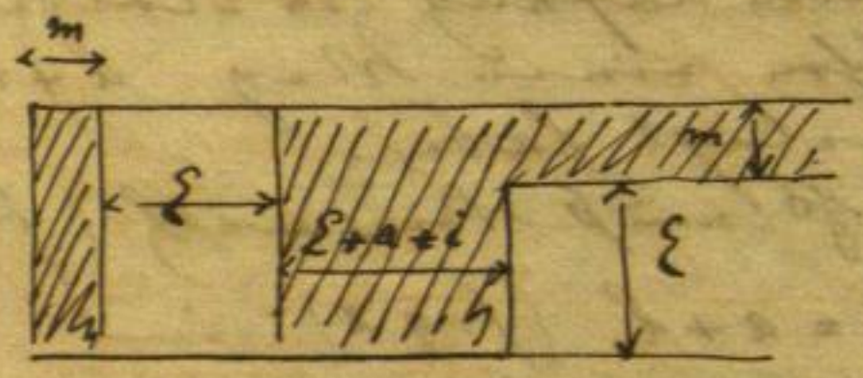
$i = 2$ bis 4 Millim:

$a = 4$ bis 6 " "

l darf ebenfalls nicht zu groß genommen werden, damit α nicht zu groß ausfällt, was ein zu frühes Entweichen des arbeitenden Dampfes zur Folge hätte. Man macht

$l = 2$ bis 4 Millim.

5,

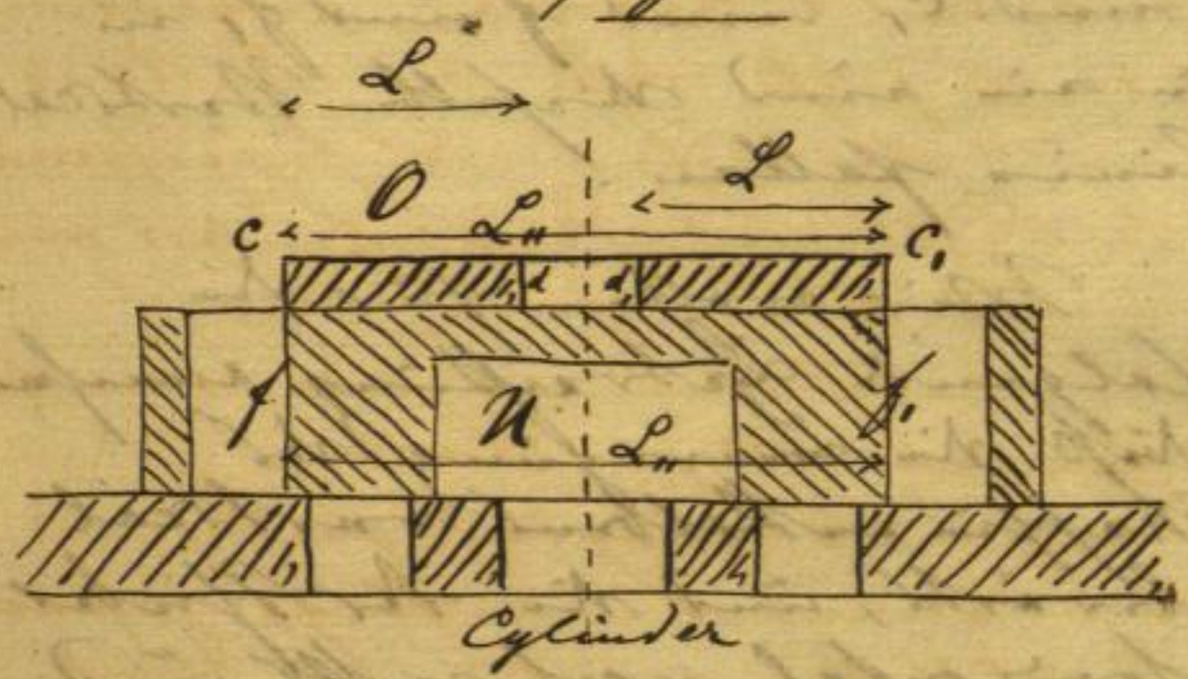


Die Dicken m der Schieber müssen so groß gemacht werden daß noch ein hohles Schalen möglich ist (m = 1 Cent. ungef.

die Höhe der inneren Höhlung des Schiebers muß zum begünstigten Intervalle der Steuerung verändert sein.

Bestimmung der Dimensionen des oberen Schiebers.

Fig 6.



Mittlere Position.

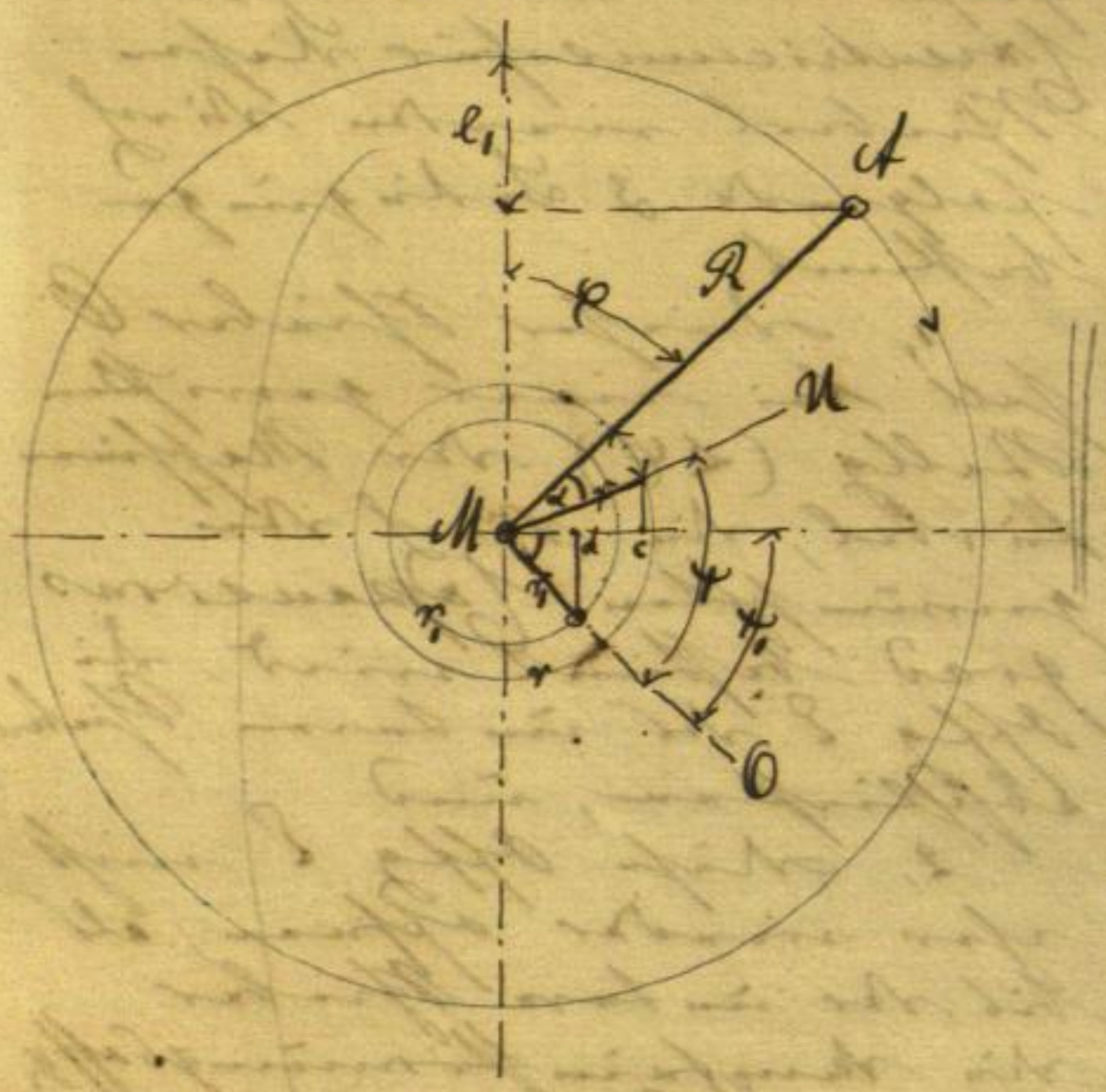
Die Dimensionen dieses oberen Schiebers O, sowie die Größe und Stellung des Excentricums für diesen Schieber werden durch folgende 3 Bedingungen bestimmt.

1, dieser Schieber O soll bei einer gewissen Stellg (∡ε) der Maschinenkurbel, die durch die gewünschten Expansionsgrad bestimmt wird, die Offg ε des untern Schiebers abschließen, und

2, diese Offg ε nicht eher wieder öffnen, als bis der untere Schieber die Dampfeinströmungsöffg auf den Cylinder mit Ueberdeckg a geschlossen hat d.h. bis der Schieber U in seiner mittleren Position steht.

3, der Schieber O soll nur mit seinen äußeren Begrenzungen c und c, wirken, die inneren d und d, sollen stets wenigstens um eine gewisse Größe a, die

Fig 7.



die Öffnungen E des äußeren Schiebers nach innen überdecken.

Zur leichteren Berechnung und Nachrechnung wird angenommen, daß die Länge des Schiebers O gleich der inneren Länge des Schiebers n also $= 2r_1$ sei, so daß die mittleren Fadenkreise von c und c_1 und f und f_1 in ein und dieselbe Vertical-linie fallen.

Wir wollen für die folgende Betrachtung annehmen daß die Bewegung des Maschinenkolbens vertical abwärts, und die der Schieber horizontal nach rechts und links geschehe, wie es bei der graphischen Nachrechnung der Wirkungsweise von Schiebern auch angenommen wird, so daß man sich für die zweckmäßige Ausführung der Maschinen die Maschinenkurbel stets um 90° nach links gedreht denken muß.

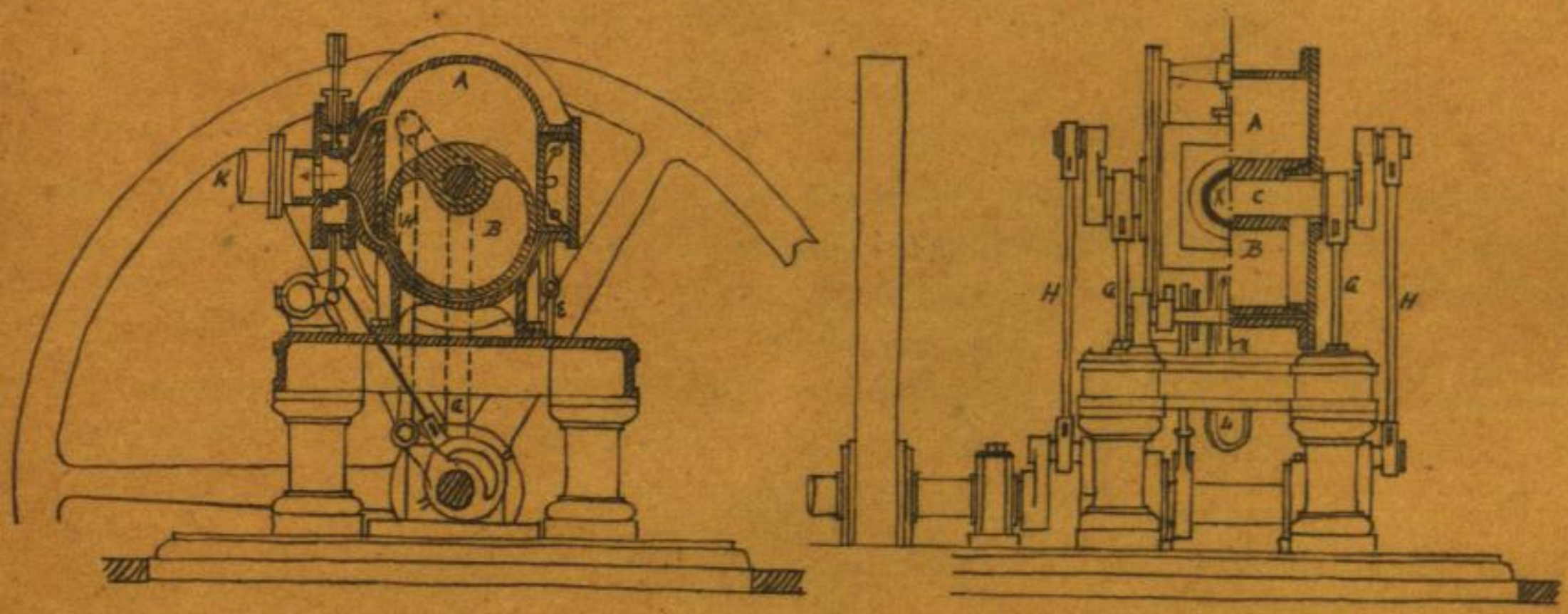
Es sei in beistehender Figur OA die Stellung der Maschinenkurbel für den Eintritt des Expansions- der gewünschten Expansionsgrad sei $= n$, so ist

$$n = \frac{2R}{l_1} \qquad l_1 = R - R\cos\varphi$$
$$= R(1-\cos\varphi)$$

daher $$n = \frac{2R}{R(1-\cos\varphi)} = \frac{2}{1-\cos\varphi}$$

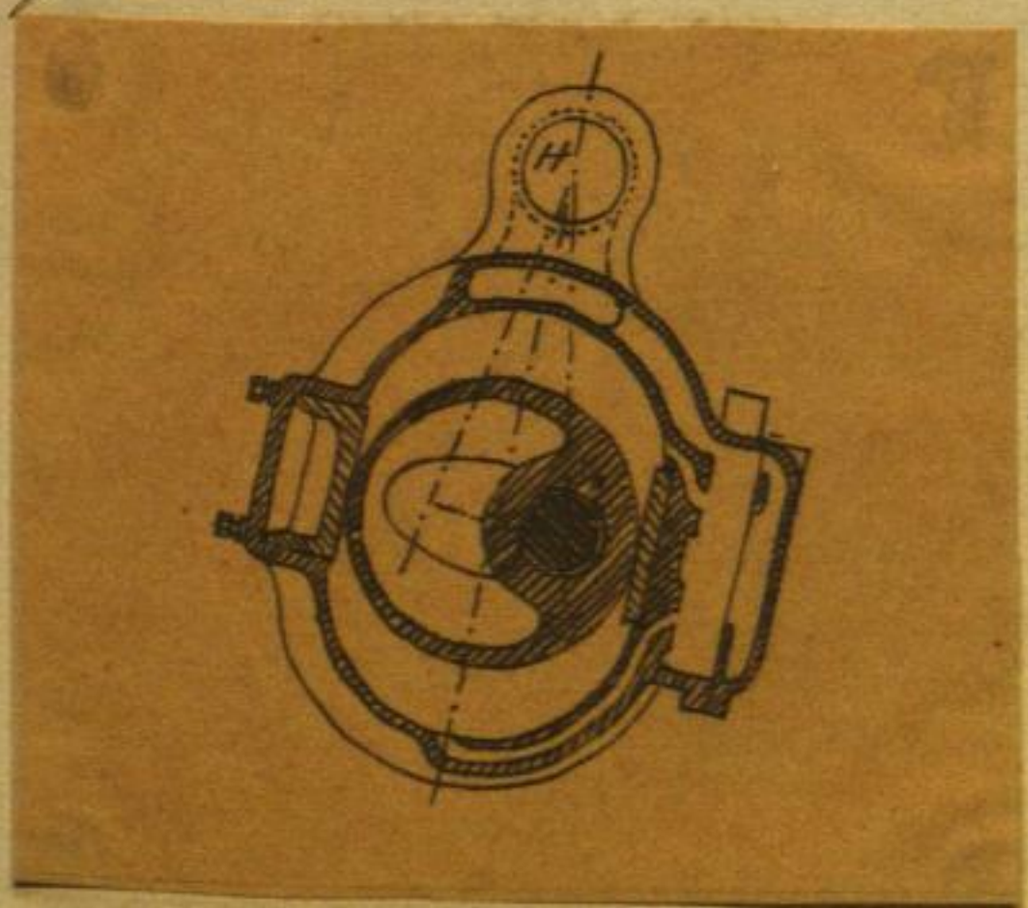
l_1 siehe Fig 7

Short stroke reciprocating engine for screw propulsion by Simpson & Shipton, Manchester



The imperial Cyclopaedia of machinery by Wm Johnson Esqr - Pg 29. Pl 29-31.

Der Dampf tritt bei L ein und bei K heraus. Das Excentric B bewegt den Kolben, ist fest mit seiner Axe verbunden und treibt diese in Drehung und gleichzeitig in einer Lage um die Schraubenachse hin & her. Die Kolbenaxe springt auf den Rippen G, und die Schubstangen H übertragen die rotir. Bewegung der Schraubenachse. Die Maschinen sollen sehr gut gehen und auch ökonomisch sein. Die Zweckmässigkeit besteht darin die 2 Springen G und Schubstangen H in gleicher Länge zu halten.



Lassen und auch schon zu 100 Pf. Schraubenschiffs maschinen angewandt ist die Pendelmaschine von dieselben Erfindern. (D = 2'6" B = 2'6")

Der Dampf tritt auf der einen Seite des Schwingzapfens H herein und geht auf der andern Seite heraus und in den Condensator.

Die Axe liegt fest und der Cylinder schwingt um dieselbe hin und her.

oder:

$$\xi, \quad \cos\varphi = \frac{n-q}{n}$$

hieraus ist φ bekannt. Dann n muß angenommen werden.

Es wird angenommen haben die mittleren Positionen von c und f (Fig 6) sollen zusammenfallen, so ist ihre relative Entfernung jetzt nachdem die Maschine um einen Winkel φ dieselben hat $= dc$, welche Größe? oder, es diese Entfernung $= \varepsilon$ sein muß, wenn der obere Schieber abschließen soll so haben wir

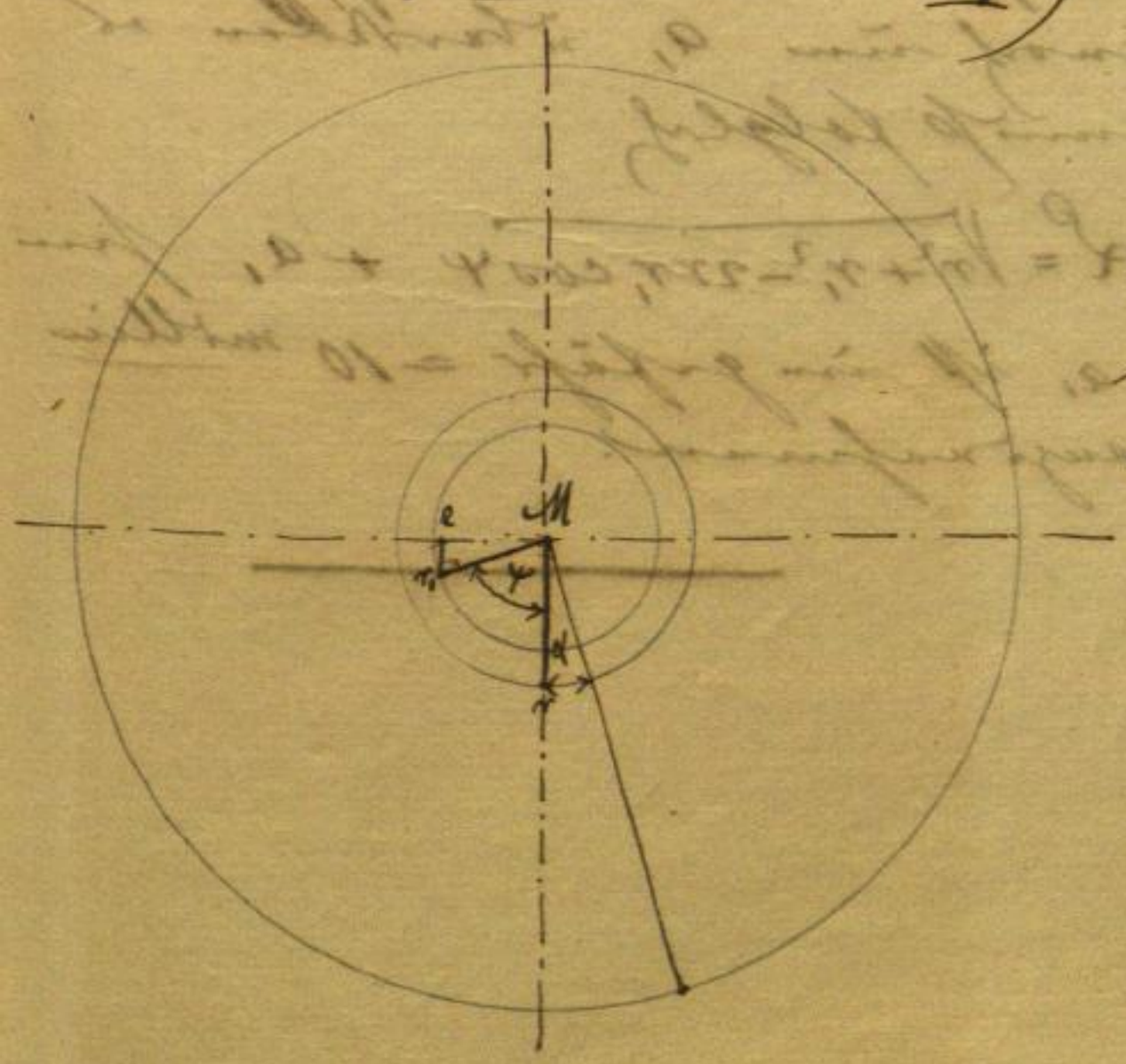
$$dc = \varepsilon = r \cdot \sin(\varphi+\alpha) - r_1 \cos\psi_1$$

ψ_1 ist aber $= \varphi + \alpha + \psi - 90$ folgl.

$$\varepsilon = r \cdot \sin(\varphi+\alpha) - r_1 \sin(\varphi+\alpha+\psi)$$

Fig 8.

I) $$\varepsilon = r \cdot \sin(\varphi+\alpha) - r_1\left(\sin(\varphi+\alpha)\cos\psi + \cos(\varphi+\alpha)\sin\psi\right)$$

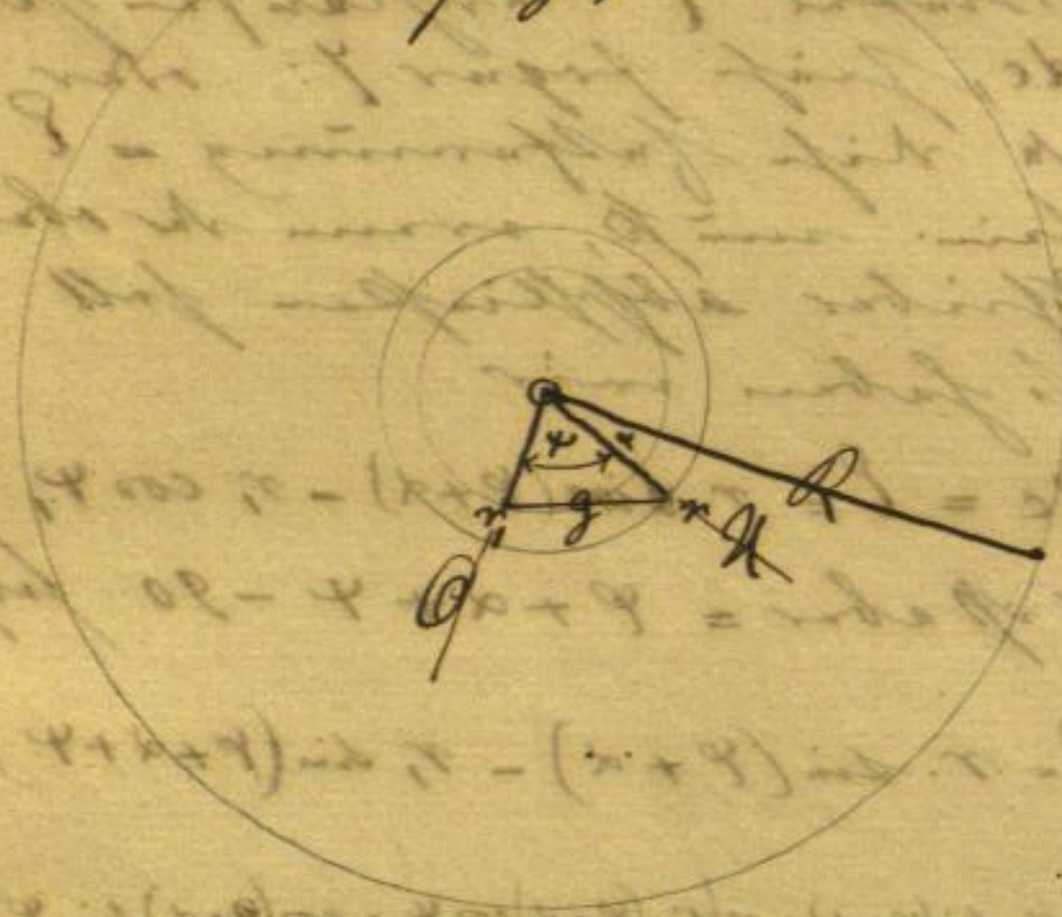


Nach Bedingung 2, soll nun O die Offng v. ε in dem Schieber N nicht eher aufmachen, als bis N in seiner mittleren Position steht, d.h. (Fig 8) es soll $eM = \varepsilon$ sein oder $\varepsilon = r_1 \sin\psi$ woraus $\sin\psi = \frac{\varepsilon}{r_1}$ welche in Gl I eingesetzt gibt:

$$\varepsilon = r \cdot \sin(\varphi+\alpha) - r_1 \cdot \sin(\varphi+\alpha)\sqrt{1-\left(\frac{\varepsilon}{r_1}\right)^2} - r_1 \cos(\varphi+\alpha) \cdot \frac{\varepsilon}{r_1}$$

$$\varepsilon = r \cdot \sin(\varphi+\alpha) - \varepsilon \cos(\varphi+\alpha) - r_1 \sin(\varphi+\alpha)\sqrt{1-\left(\frac{\varepsilon}{r_1}\right)^2}.$$

fig 9.



wonach, wenn quadrirt wird und r_1 auf eine Seite geschrieben

$$r_1^2\left(1-\frac{\varepsilon^2}{r_1^2}\right)=\left[r-\frac{\varepsilon}{\sin(\varphi+\alpha)}\left(1+\cos(\varphi+\alpha)\right)\right]^2$$

oder

4, $$r_1=\sqrt{\left[r-\frac{\varepsilon}{\sin(\varphi+\alpha)}\left(1+\cos(\varphi+\alpha)\right)\right]^2+\varepsilon^2}$$

ψ bestimmt sich aus

5, $$\sin\psi=\frac{\varepsilon}{r_1}$$

Die Bedingung 3 bestimmt nun die Länge L einer Lazzeroni der obern Schieber.

Die größte relative Bewegung des Schiebers O auf N ist

$$g=\sqrt{r^2+r_1^2-2rr_1\cos\psi}$$

In dieser äußersten Stellung von O gegen N soll der Lazzeroni L um die Offg δ noch um a_1 überdecken es muß folglich

6, $$L=\sqrt{r^2+r_1^2-2rr_1\cos\psi}+a_1$$ sein

a_1 ist ungefähr $=10^{\text{millim}}$ anzunehmen.

Nachtrag.

Vereinfachung für die Praxis.

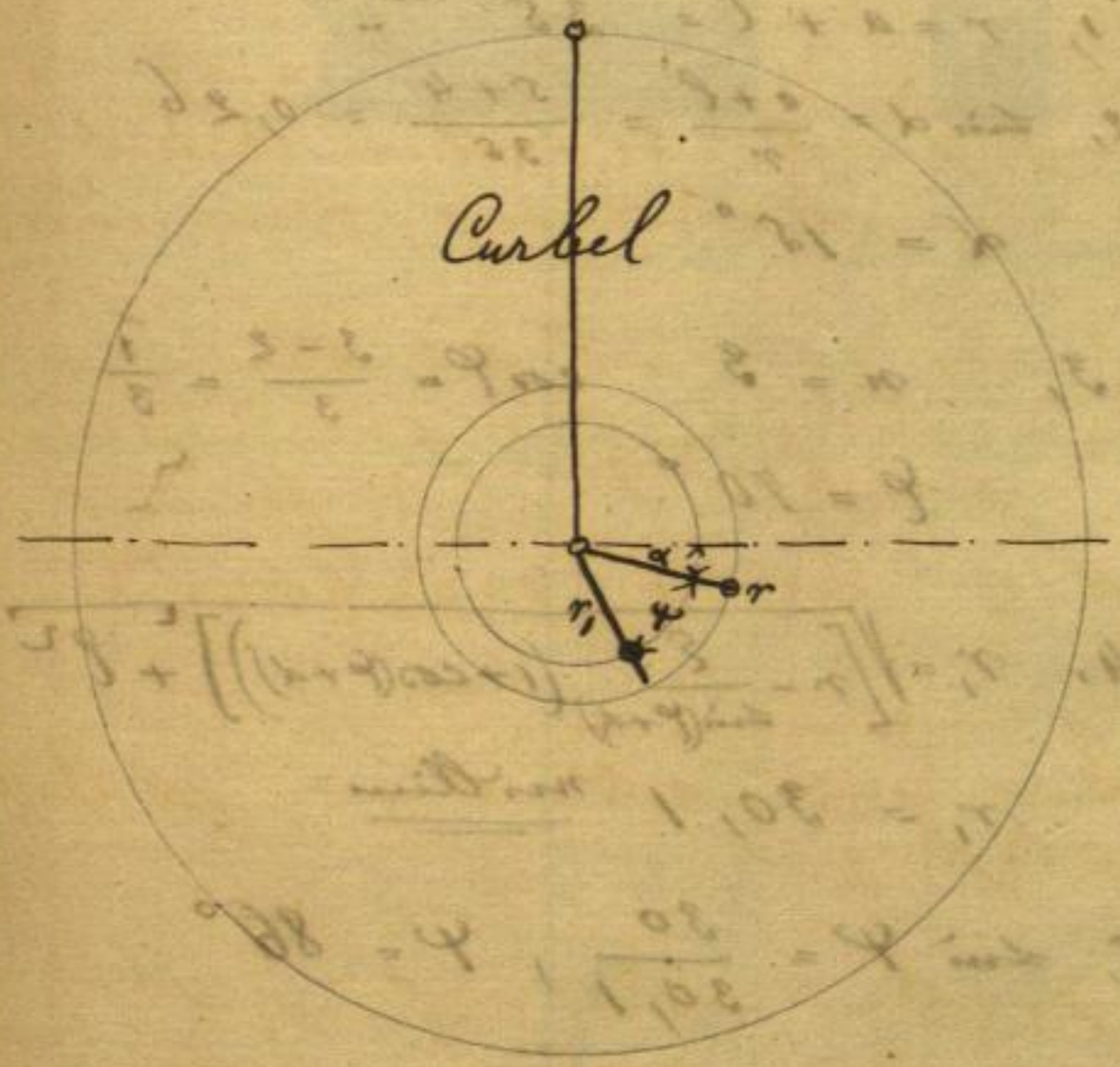
Es ist für die Ausführung nicht schwierig, daß r_1 und r gleich groß ausfallen dürfen und Excenter über ein Modell gegossen werden können.

Solange r_1 nach der Formel (4) kleiner ausfällt als r, kann es gleich r genommen werden nur muß dann in der Formel 5, die $\varphi = \frac{\ell}{r_1}$ statt r_1 das r gesetzt werden also die $\varphi = \frac{\ell}{r}$ genommen werden.

Fällt aber r_1 größer aus als r, so ist dies das nicht mehr zulässig.

Macht man r_1 größer als es sich nach obiger Rechnung (nach Formel 4) ergibt so hat dies nur den Einfluß, daß die Bewegung des oberen Schiebers größer wird und der obere Schieber die Öffg. ℓ in dem unteren Schieber später öffnet, wenn N unten schon mehr als mit a überdeckt, also schon über seine mittlere Stellg hinausgegangen ist.

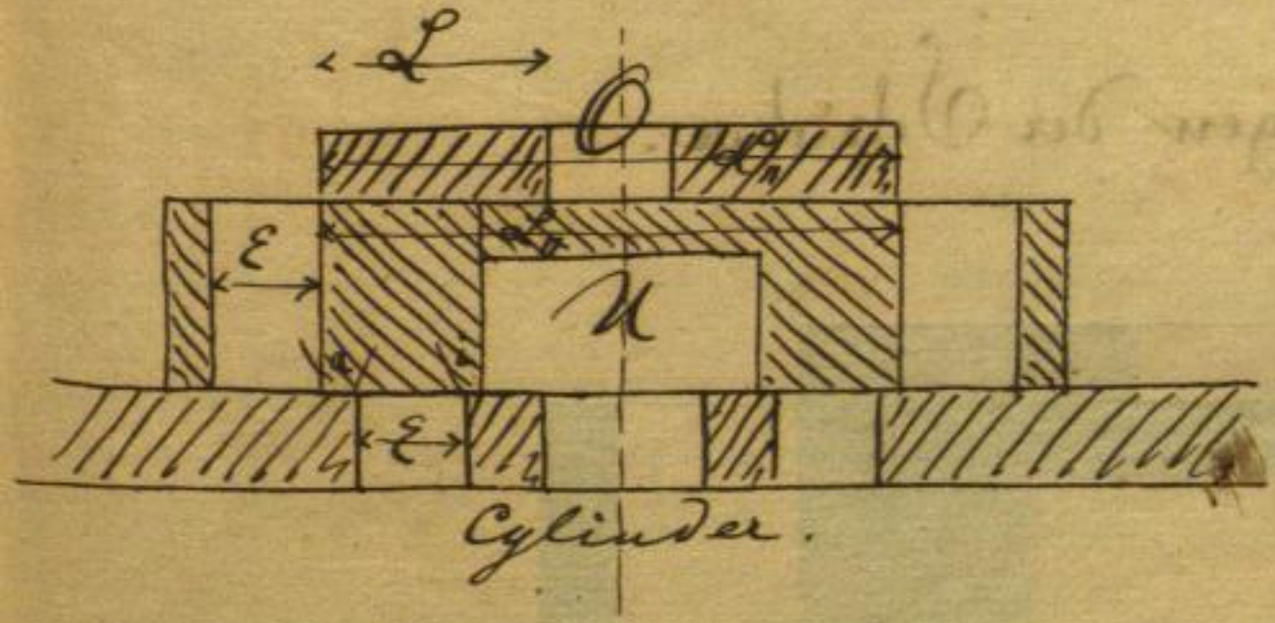
Zusammenstellung der Resultate.



Bedeutung der Zeichen.

r Excentricität für K
r_1 " " für O
a äußere Ueberdeckung von K
i innere " " " "
ε Einströmungsöffnungsweite
l Linearer Vorlauf v. K
α Vorauseilungswinkel v. r
ψ Winkel um den r_1 den r voreilt
φ Expansionswinkel
n Expansionsgrad
a_1 Ueberdeckung von O.

Mittlere Stellungen



1, $r = a + \varepsilon$

2, $\sin\alpha = \frac{a+l}{r}$

3, $\cos\varphi = \frac{n-2}{n}$

4, $r_1 = \sqrt{\left[r - \frac{\varepsilon}{\sin(\varphi+\alpha)}\left(1+\cos(\varphi+\alpha)\right)\right]^2 + \varepsilon^2}$

5, $\sin\psi = \frac{\varepsilon}{r_1}$

6, $L = \sqrt{r_1^2 + r^2 - 2r_1 r \cdot \cos\psi} + a_1$

Beispiel (mit graphischer Darstellung).

Es sei für eine Dampfmaschine eine Steuerung für 3fache Expansion zu construiren.

Gegeben sind:

$\varepsilon = 30$ millim
$a = 5$ "
$i = 3$ "
$l = 4$ "
$L_1 = \cancel{160}$ " 154
$q_1 = 10$ "

Aus den 6 Gleichungen findet man:

1, $r = 35$ millim
2, $\alpha = 15°$
3, $\varphi = 70°$
4, $r_1 = 30,1$ "
5, $\psi = 86°$
6, $L = 54,4$ "

1, $r = a + l = 35$ millim

2, $\sin\alpha = \frac{a+l}{r} = \frac{5+4}{35} = 0,26$

$\alpha = 15°$.

3, $n = 3$ $\cos\varphi = \frac{3-2}{3} = \frac{1}{3}$

$\varphi = 70°$.

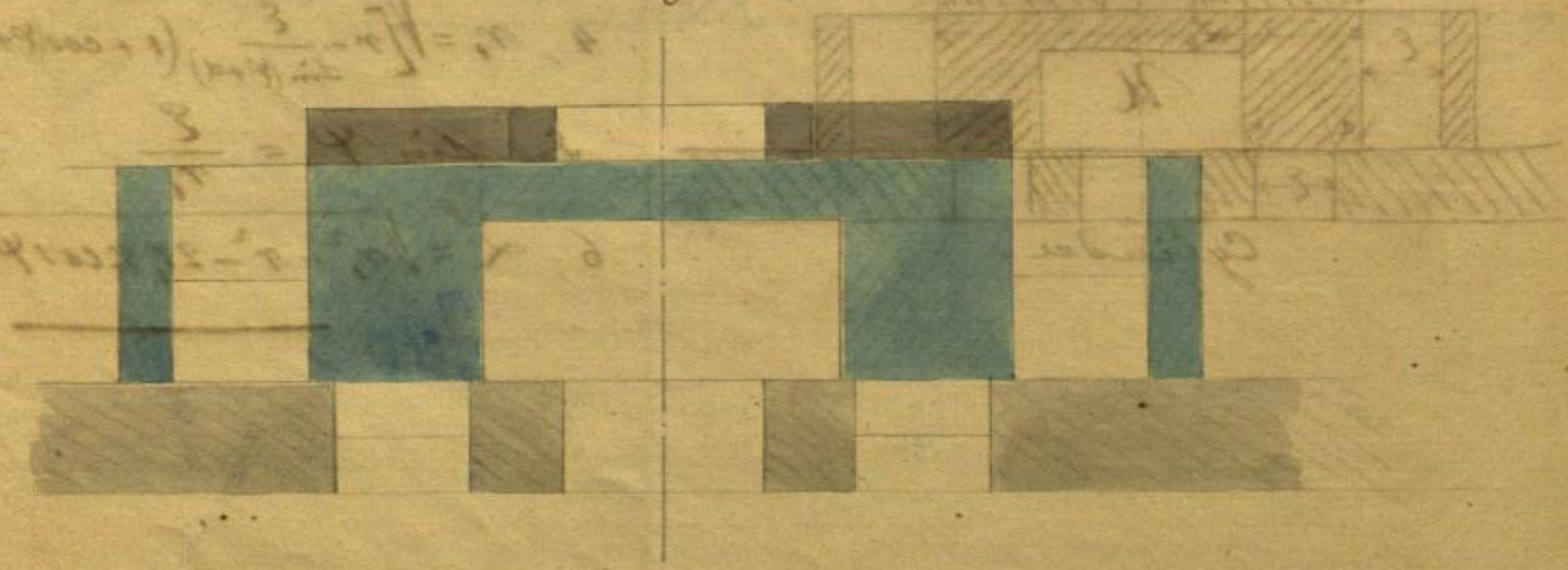
4, $r_1 = \sqrt{\left[r - \frac{\varepsilon}{\sin(\varphi+\alpha)}\left(1+\cos(\varphi+\alpha)\right)\right]^2 + l^2}$

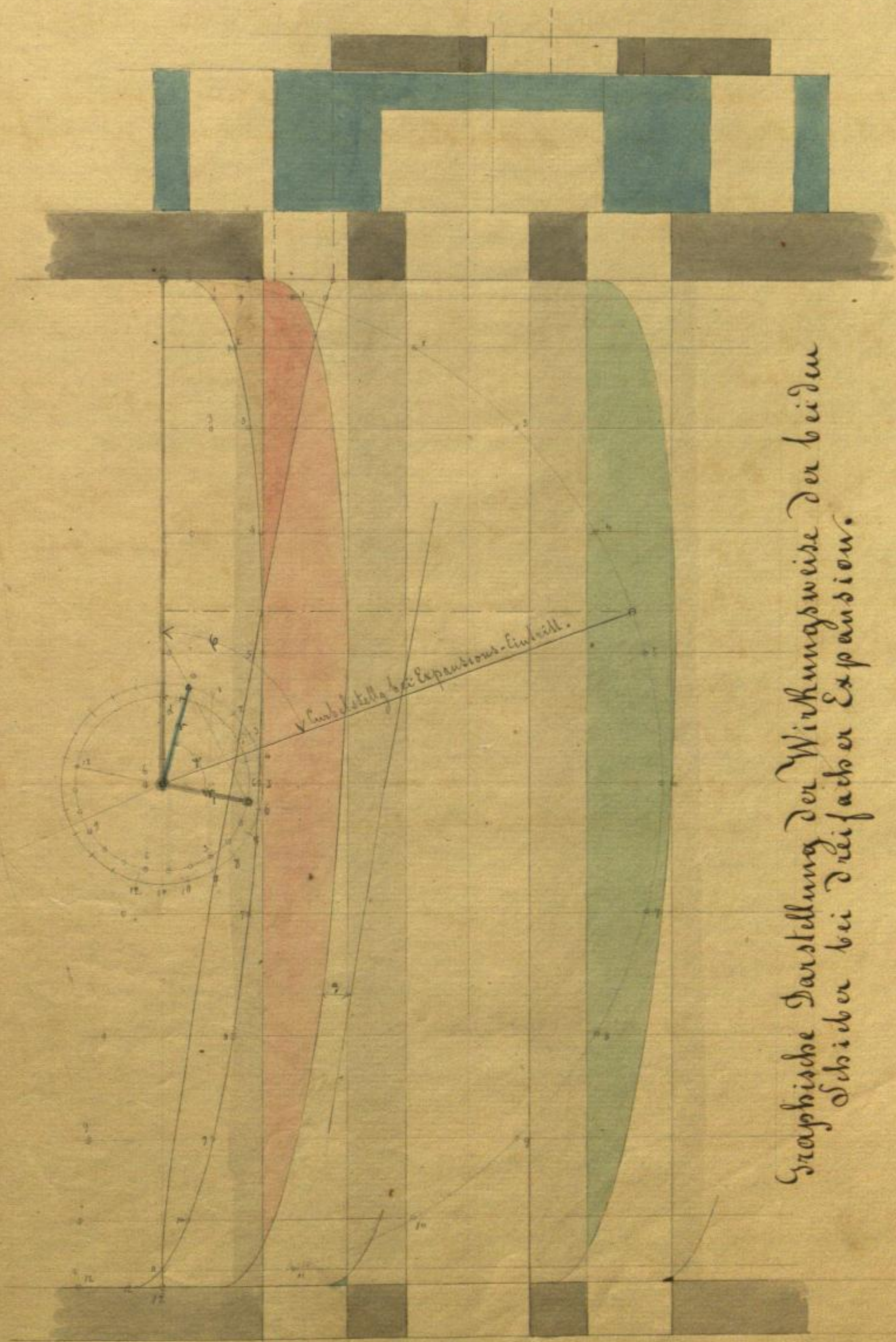
$r_1 = 30,1$ millim

5, $\sin\psi = \frac{30}{30,1}$, $\psi = 86°$

6, $L = \sqrt{r^2 + r_1^2 - 2rr_1\cos\psi} + a_1 = 54,4$ m

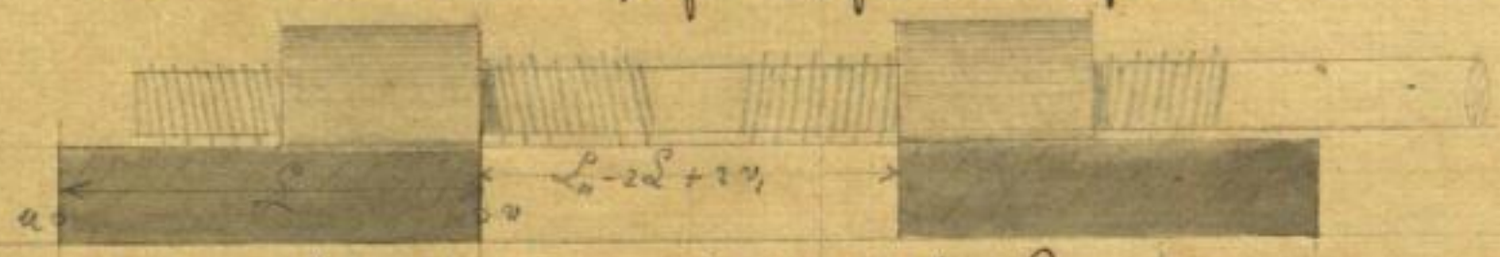
Mittlere Stellungen der Schieber.



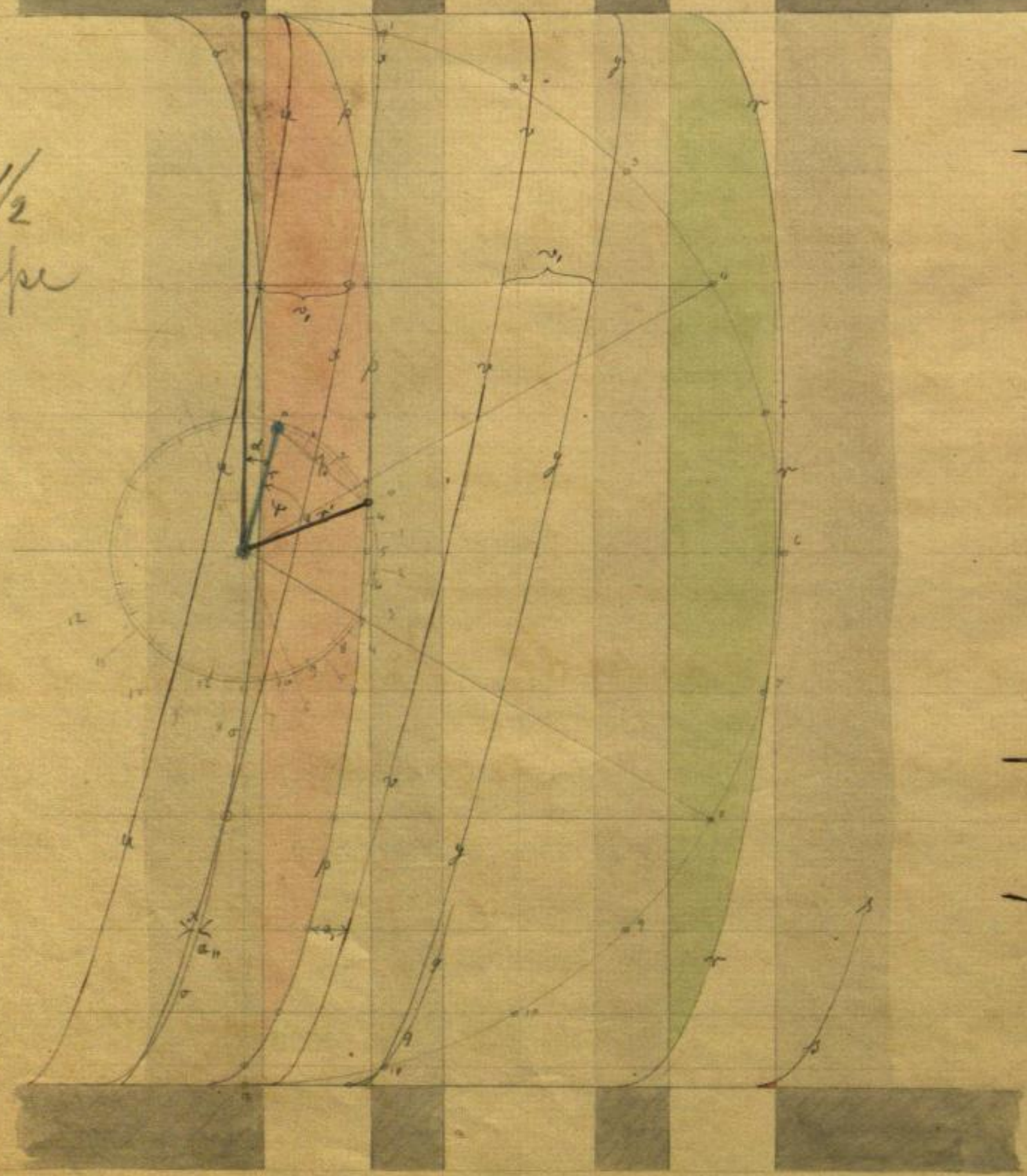


Graphische Darstellung der Wirkungsweise der beiden Schieber bei Dreifacher Expansion.

Mittlere Schieberstellung für 4fache Expansion



Mittlere Schieberstellung für $\frac{4}{3}$fache Expansion.



1/2 Naturgröße

Graphische Darstellung der Wirkungsweise eines Expansions Schiebers bei verschiedenen Expansionsgraden.

Vorrichtung für variable Expansion.

durch Veränderung der Entfernung der zwei oberen Lappen L mittelst rechter und linker Schraube

Sollen die Schieber so construirt werden, daß der Expansionsgrad von n bis n' verändert werden kann, so bleiben alle Dimensionen bis auf die L dieselben, wenn man die Schieber für den größten Grad also für n' construirt. L wird in diesem Fall größer, und zwar um die Diff. Stärke, um welche die Lappen weiter vom Mittel des oberen Schiebers entfernt werden muß um den Expansionsgrad n zu geben.

Es muß: $L = \sqrt{r^2 + r_1^2 - 2 r_1 r \cos\psi} + a_1 + \overbrace{r_1 \sin(\alpha + \varphi') - r_1 \sin(\alpha + \psi + \varphi')}^{=\varepsilon} - \left[r \sin(\alpha + \varphi) - r_1 \sin(\alpha + \psi + \varphi)\right]$

$$L = \overbrace{\sqrt{r^2 + r_1^2 - 2 r_1 r \cos\psi}}^{h} + a_1 + \overbrace{r_1 \sin(\psi + \varphi^{\mp} + \alpha) - r \sin(\varphi^{\mp} + \alpha) + \varepsilon}^{= v_1}$$

wobei $\varphi^{\mp}$ der zum Grad $n^{\mp}$ gehörige Expansionswinkel und ψ wie früher derjenige Winkel bedeutet um den r_1 den r voreilt.

Zur Berechnung von $\varphi^{\mp}$ hat man $\cos\varphi^{\mp} = \frac{n_{\mp} - 2}{n_{\mp}}$ und
von φ' " " $\cos\varphi' = \frac{n_1 - 2}{n_1}$

Beispiel über variable Expansion v. 4 bis $\frac{4}{3}$.

Es sei wieder:
gegeben:

$\varepsilon = 30$ $a = 5$
$i = 3$ $l = 4$
$L_{II} = 152$ $a_1 = 10$

$n = 4$ $n_1 = \frac{4}{3}$

(mit Graphischer Darstellung)

so findet man

1, $r = 35$
2, $\alpha = 15°$
3, $\varphi = 60°$ (für $n = 4$)
$\varphi' = 120°$ (für $n_1 = \frac{4}{3}$)
4, $r_1 = \cancel{30,1}$ 37,2 37
5, $\psi = \cancel{86°}$ 53° 54°
6, $L = 67,74$ $\left(\underbrace{43}_{h+a_1} + \underbrace{24,74}_{v}\right)$

Größte Ueberdeckung des Exp.schieb. nach der Expansion $a_0 = h - \varepsilon = 33 - 30 = 3$ %
Soll der Exp.sch. gar nicht abschließen, sondern wenigstens 5 % Dampföffnung im Schieber bleiben so muß $L_{II} = 2L + 2a_{II} + 2.5 = 135,48 + 6 + 10 = 151,48$ sein. (entspr. mit 152 %)
Min

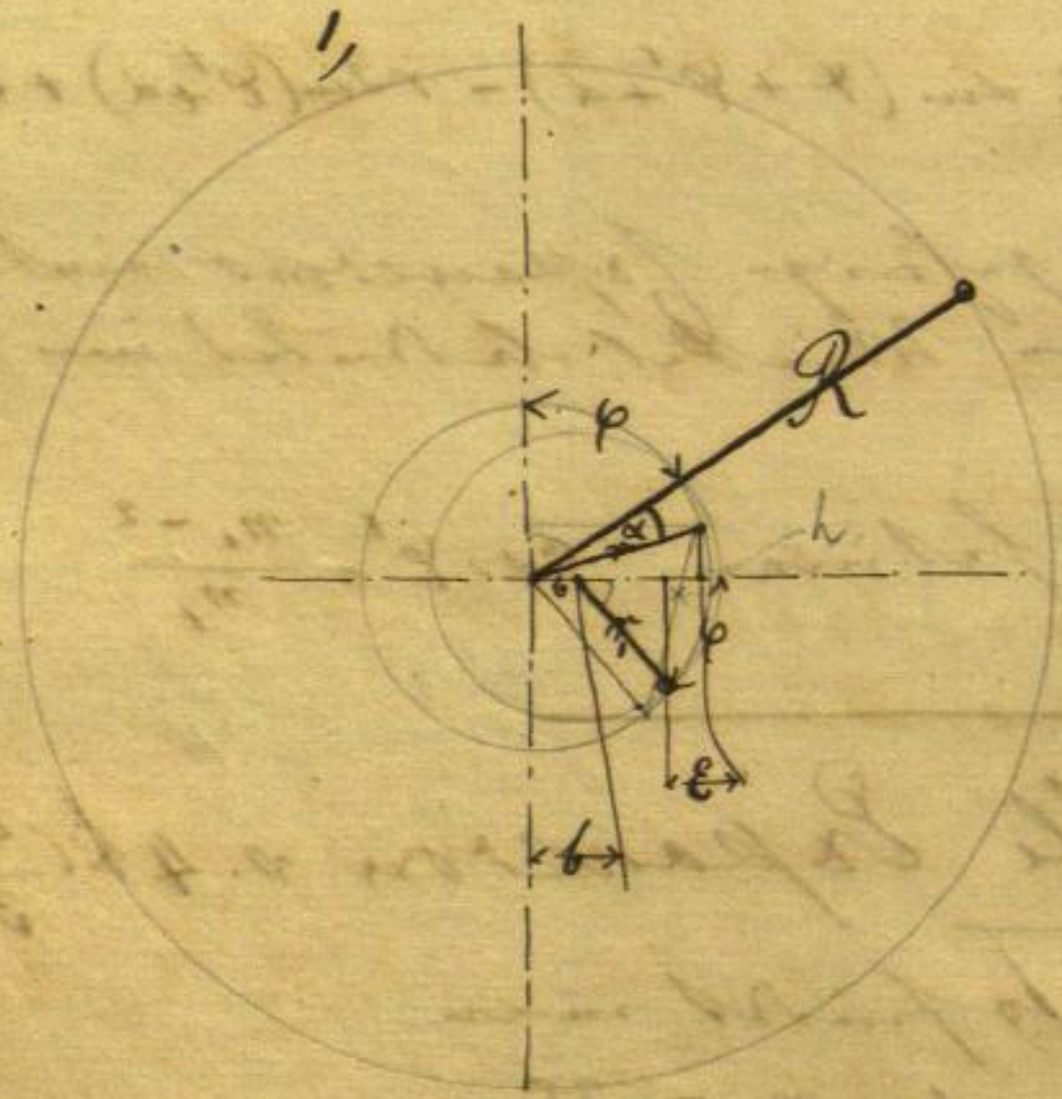
II^te Anordnung.

Bei der vorhergehenden Construction wird die Länge L'' des oberen Schiebers angenommen und der Winkel φ des Excentricums r_1 bestimmt. Hierbei wollen wir $\varphi = 90 - \alpha$ annehmen d.h. wir wollen das Excentricum für r_1 der Maschinen Kurbel diametral gegenüber gestellt annehmen und die Länge L'' des oberen Schiebers daraus finden.

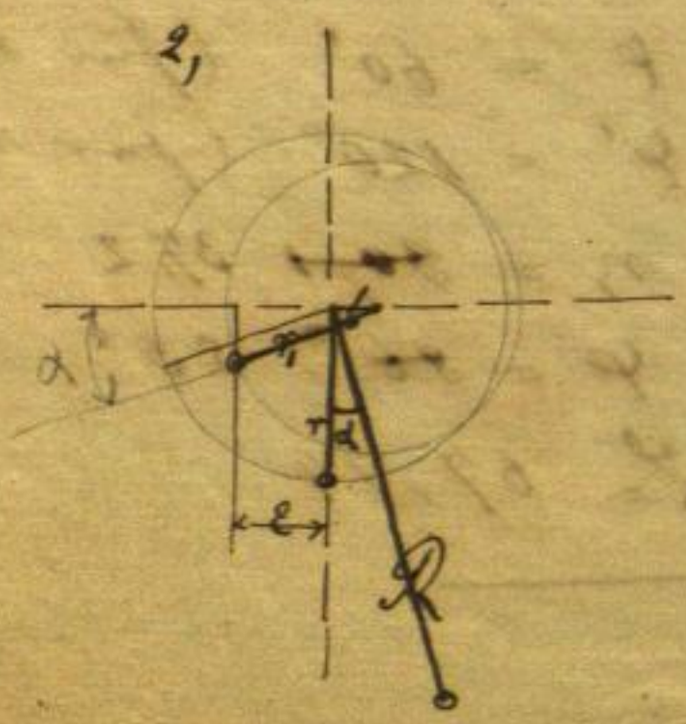
Der untere Schieber N wird hierbei gerade wie früher auch bestimmt.

Es sei wieder n der verlangte Expansionsgrad. ϱ der dazu gehörige Expansions-Winkel.

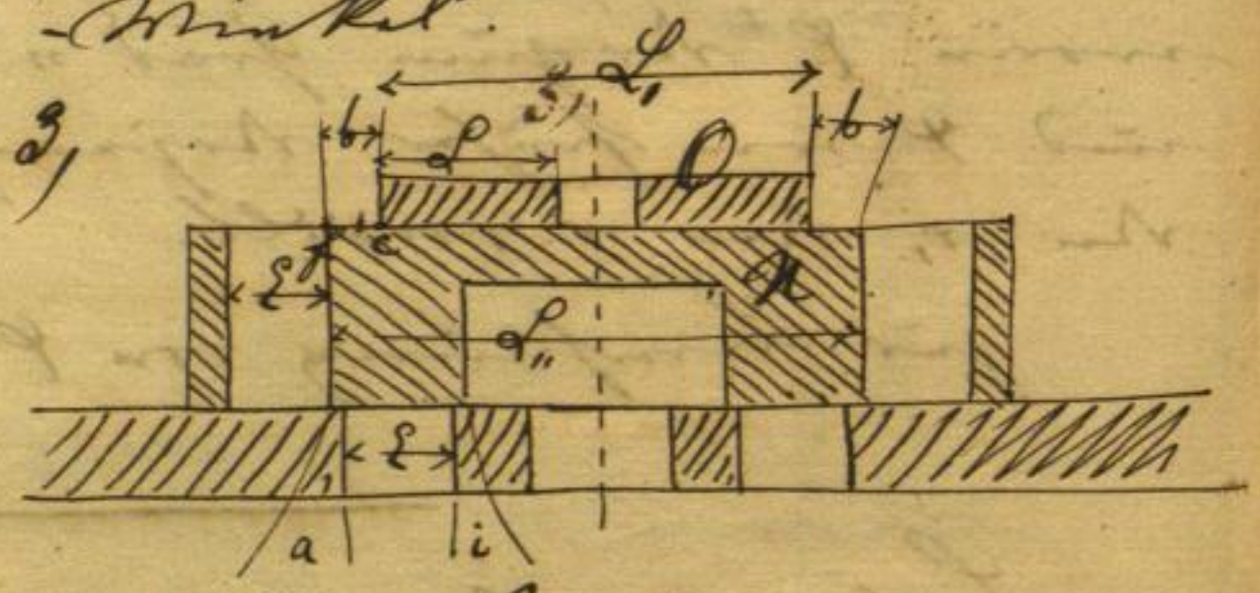
1,



2,



3,



mittlere Positionen.

Es sei b die Entfernung der äußeren Begrenzung c des oberen Schiebers O von dem Punkt f der Mutter Schiebers, wenn beide in ihren mittleren Positionen stehen. 1, Damit nach Verlauf des Winkels φ der Lappen L des oberen Schiebers die Öffg ε in N abschließt

muß sein. $r\sin(\varphi+\alpha) - r_1\cos\varphi = \varepsilon + b$

und damit der obere Schieber auf dem wieder öffnet wenn der untere in seiner mittleren Position steht, also die Einströmungsöffg auf den Cylinder mit einer Ueberdeckg a geschlossen hat muß sein:

$$r_1\cos\alpha = \varepsilon + b \quad \text{oder}$$

$$r\sin(\varphi+\alpha) - r_1\cos\varphi = r_1\cos\alpha \quad , \quad r_1(\cos\alpha+\cos\varphi) = r\sin(\varphi+\alpha)$$

$$\text{und} \quad r_1 = \frac{r\sin(\varphi+\alpha)}{\cos\alpha+\cos\varphi} \qquad (4$$

$$b = r_1\cos\alpha - \varepsilon \qquad (5$$

damit 3, der Lagen L des oberen Schiebers nach innen die Offg ε in N statt K selbst in der äußersten Stellg noch um a_1 überdeckt

muß werden

$$6) \quad L = \sqrt{r^2+r_1^2-2rr_1\cos(90-\alpha)} + a_1 - b \quad \text{sein}$$

Zusammenstellg der Resultate für Anordnung II.

1, $r = a + l$

2, $r\sin\alpha = a + l$

3, $\cos\varphi = \frac{n-2}{n}$

4, $r_1 = \frac{r\sin(\varphi+\alpha)}{\cos\alpha+\cos\varphi}$

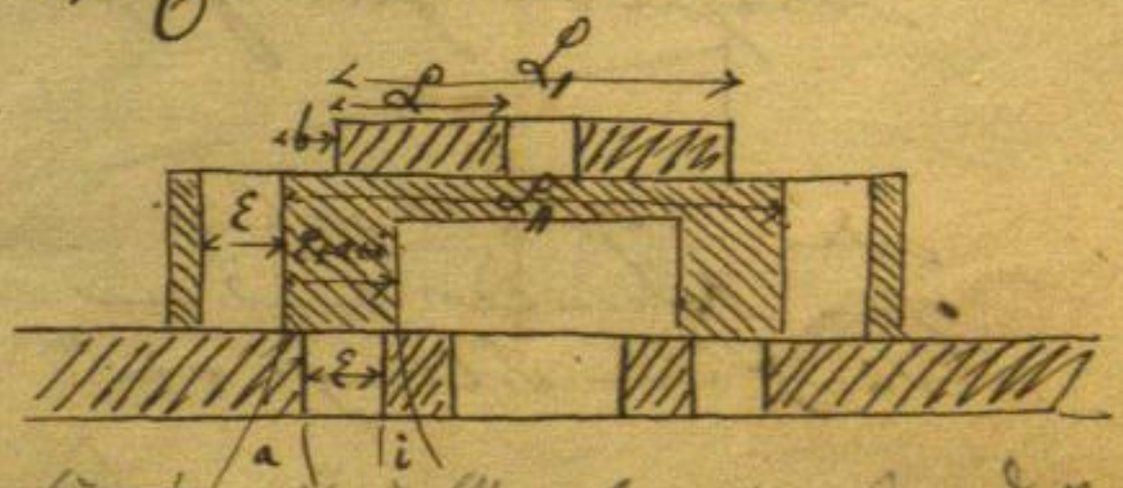
5, $b = r_1\cos\alpha - \varepsilon$

6, $L = \underbrace{\sqrt{r^2+r_1^2-2rr_1\cos(90-\alpha)}}_{h} + a_1 - b.$

7, $L_1 = L_{II} - 2b$

Bedeutung der Zeichen

a äußere Ueberdeckg v. N
r Excentricität " "
ε Einströmungsweite
φ Expansionswinkel
r_1 Excentricität für O



Für variable Expansion sind die Schieber für den größten Expansionsgrad n_1 (größte Einströmung) zu versehen und $L = \sqrt{r^2+r_1^2-2rr_1\cos(90-\alpha)} + a_1 - b + (\varepsilon + b + r_1\cos\varphi - r\sin(\varphi+\alpha))$ zu machen.

Größte Ueberdeckung der Schieber $= b - \varepsilon - b = a_{II}$
Weil der Schieber sowohl innen als außen $\delta_{II} = 2\alpha + 2a_{II} + 2b + 2\varepsilon$ sein muß

Beispiel zu Anordnung II.

Es sei gegeben

$\varrho = 30$

$a = 5$ $\quad a_1 = 10$

$i = 3$

$n = 3$ (fache Expansion)

$l = 4$

Es findet man

1, $r = a + l = 5 + 30 = 35$

2, $\sin\alpha = \frac{a+l}{r} = \frac{5+4}{35} = 0{,}26$

$\alpha = 15°$

3. $\cos\varphi = \frac{n-2}{n} = \frac{3-2}{3} = 0{,}33$

$\varphi = 70°$

Für variable Expansion sind die Verhältnisse (2) und (3) für den schwächsten Expansionsgrad n' zu berechnen.

4, $r_1 = \frac{r \sin(\varphi+\alpha)}{\cos\alpha + \cos\varphi} = \frac{35 \cdot \sin 85}{\cos 15 + \cos 70}$

$r_1 = \frac{35 \cdot 0{,}997}{0{,}33 + 0{,}966} = \frac{34{,}9}{1{,}296} = 27$ milli

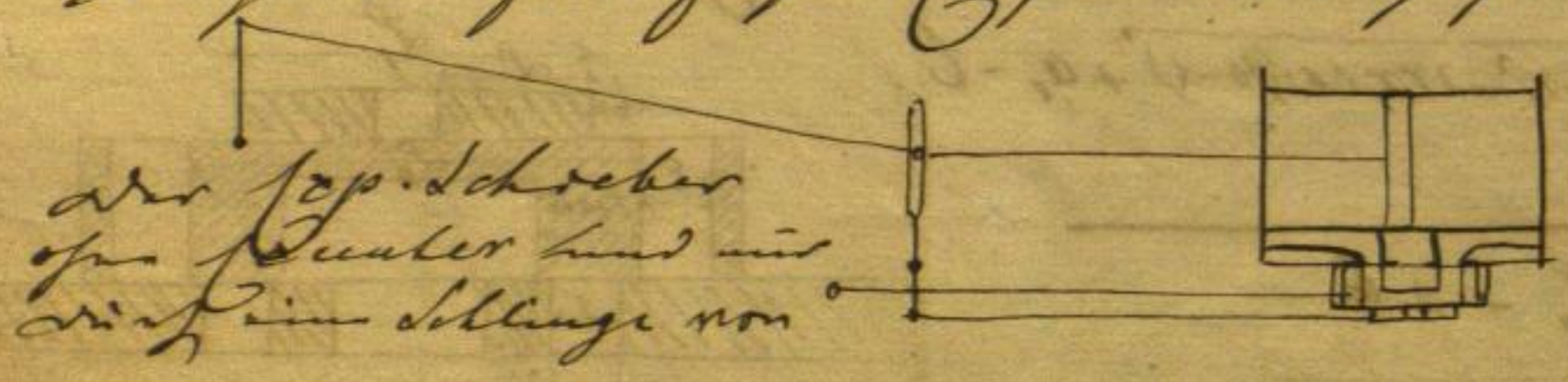
5, $b = r_1 \cos\alpha - \varrho = 27 \cdot 0{,}966 - 30$

$b = -4$

6, $L = \sqrt{35^2 + 27^2 - 2 \cdot 35 \cdot 27 \cdot \cos(75)} + \overset{b}{4} + \overset{a_1}{10}$

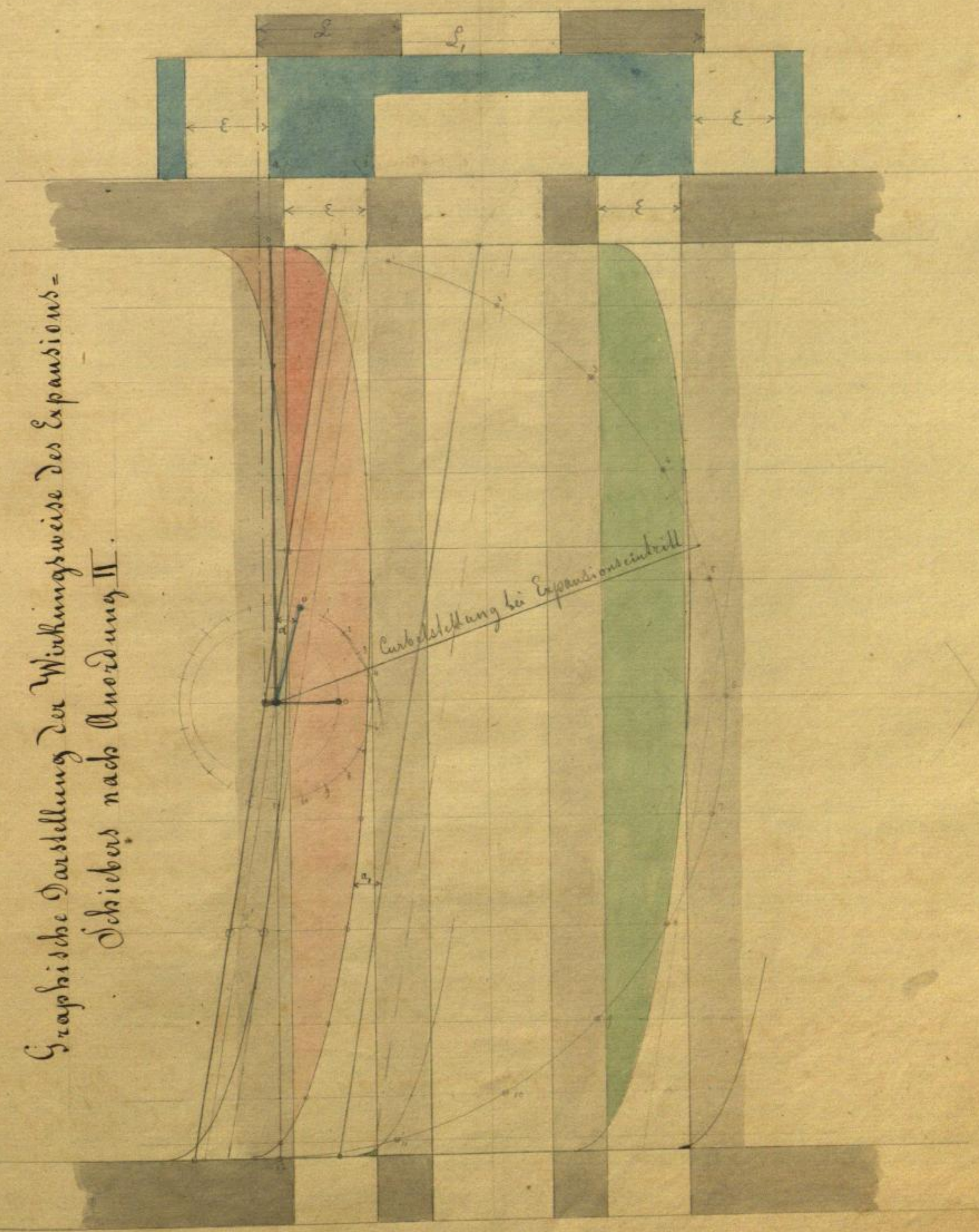
$L = 52{,}2$ millim.

Zur Anordnung von variabler Expansion ist diese zweite Anordnung nicht geeignet, da sowohl r_1 als L für diesen Fall ungeheuer groß ausfallen und die ganze Einrichtung unbäufig machen würden, dagegen wird dieselbe für feste Expansion sehr einfach, da der Curbel ein bewegt werden kann.



(Exp. aus. Einrichtg. von Geffin)

Mittlere Schieberstellungen.



Graphische Darstellung der Wirkungsweise des Expansions-Schiebers nach Anordnung II.

Nachtrag.

Ist R die Kraft mit der man an der Curbel wirken muß um den nützlichen Widerstand zu überwinden, so muß sein

2). $R\frac{\pi . l}{2} = O(p-r)l$ oder $R\pi = 2O(p-r)$ u. $p = \frac{\pi}{2}\frac{R}{O} + r$

das Dampfvolumen pro 1 Hub ist $= Ol + mOl = Ol(1+m)$ woraus $\mathfrak{D} = Ov(1+m)(\alpha+\beta p) =$ der producirten und consumirte Dampfmenge pro 1."

m. drückt das Verhältniß zwischen dem Volumen des schädlichen Raumes und dem Volumen der der Kolben beschreibt aus.

Läßt man v zu groß werden, so nimmt der Effect der Maschine wieder ab, da der Dampf in der mittleren Stellung des Kolbens demselben nicht mehr nachfolgen kann wodurch eine Spannungsverminderung hinter den Kolben eintritt. Am Ende des Schubes aber, wo der Kolben wieder langsamer geht nimmt der Druck wieder zu, so daß man zuletzt das der ganzen Volumen des Cylinders mit hochgespannter Dampfluft angefüllt hat, während der mittlere Druck derselben während des Hub einer geringeren Spannung entsprach.

Ein langer Schub ist gut

1. weil der schädliche Raum im Verhältniß klein wird
2. weil die Wechsel langsam aufeinanderfolgen also weniger Verluste durch Massenwirkung vorkommen
3. weil die Abnutzung der Maschine geringer ist:

Ein kurzer Hub wird vorzuziehen

wenn man 1, schnellaufende Maschinen haben will und 2, die Maschine compendiös machen wie bei Schiffsmaschinen, Locomotive etc.

Theorie der Dampfmaschinen.

Bei dieser Untersuchung nehmen wir an die Maschine sei ein Lehrmeinungsgegenstand.

Kraft mit welcher der Kolben einen nützlichen Widerstand zu überwinden vermag = $O(p-r)v$.

Der Effect ist demnach $O(p-r).v. = 75N$ (1

Die Q. die wir drücken dass gleich mit Dampfproducirt und consumirt wird ist, wenn S Dampfverbrauch pr. Sec. ist. $Q = \frac{O(1+m)(\alpha+\beta p)}{\frac{l}{v}}$ (2 Mit diesen 2 Gl. können wir nun

Alle Fragen beantworten die wir uns stellen.

Und von den Grössen N O p r v S 4 gegeben so können wir in den 15 möglichen Fällen die 2 andern finden.

Einigen von den 15 Fragen wollen wir hier behandeln.

1. Es existirt eine Maschine, an der wir folgende Grössen messen. O Oberfläche der Cylinder. p. Dampfspannung im Kessel od. Cylinder. ferner r, v, so kann wir N u. S finden. Es sei:

$O = 1^{\square m.}$ $p. = 12500$ (Wattsche Wiederdruckmaschine)
$r = 4000$ $v = 1^{m.}$ (wir gerechnet) dann finden wir $N = \frac{O(p-r).v}{75} = \frac{1.(12500-4000).1}{75} = \frac{8500}{75} = 113$ Pfde.

Ebenso erhalten wir:

$S = O.v(1+m)(\alpha+\beta p) = 1.1.(1+0{,}05)(0{,}725)$ da $m = 0{,}05$; $\alpha+\beta p = 0{,}725$ daraus Dampfverbrauch

$S = 0{,}761$. Bei einer guten Heizung erhalten wir von 1 Kil. Brennstoff 7 Kil. Dampf. Wir hätten also die Menge Brennstoff

$L = \frac{0{,}761}{7} = 0{,}11$ Kil. p 1". Oder.

Per 1 Stunde = 396 Kil = 8 Ctr. Steinkohlen

Oder Brennstoffmenge p 1 Pf. p 1 Stde = $\frac{396}{113} = 3{,}5$. Kil.

Dampfverbrauch pr. Pferdekraft p 1 Stde = $\frac{0{,}761}{113}.3600 = 24$ Kil.

2. Beispiel. Die Maschine habe einmal so hoch dann $O = 1$, $p = 7500$ $r = 4000$ $v = 1$

Wir finden dann.

$N = \frac{3500}{75} = 46{,}6$ Pf. u. $S = 1{,}05.0{,}46 = 0{,}4830$ Kil.

Das erste Mal war S p 1 Sec. 1 Pf. = $\frac{0{,}761}{113} = \frac{1}{150}$.

Das zweite Mal brauchen wir p 1 Pf. für p 1 Sec.

$\frac{9483}{47} = \frac{1}{97}$ also mehr. Wir haben also diesmal nur ein günstiges Resultat.

2. Beispiel. Es existiren nur Hochdruckmaschinen von $O = \frac{1}{4}$ □m. $p = 30000 = 3$ Atm.

$r = 18000 = 1{,}8$ Atm. $v = 1{,}3$ m. Dann erhalten wir

$N = \frac{1}{4} \cdot \frac{1{,}3\,(\cancel{1{,}05})(32000)}{75} = 138$ Pferde. und.

$S = \frac{1}{4} \cdot 1{,}3 \cdot 1{,}05 \cdot 2{,}5 = 0{,}853$

Dampf p 1 Pf. i 1 Sec $= \frac{0{,}853}{138} = \frac{1}{161}$

Wir sehen hier ~~Beispiel~~ eine ~~und~~ an Hochdruckmaschine

$O = 1$ $v = 1$ $p = 30000$ $r = 16000$

Dann bekommen wir $N = \frac{1 \cdot 1 \cdot 14000}{75} = 186$

$S = 1{,}05 \cdot 1{,}6 = 1{,}68$ daher p. 1 Pf. p 1" $= \frac{1{,}68}{186} = \frac{1}{110}$

also ein schlechtes Resultat, da der Dampf eine gewisse Spannung hat.

Wir wollen uns jetzt die Frage vorlegen, in welchem Fall der Effect am günstigsten wird.

Dann muß werden $\frac{S}{N}$ = Minimum.

Wir haben ein für 1 Dampfmaschine

$75 N = Ov(p-r)$ u. $S = Ov(1+m)(\alpha+\beta p)$

Es ist demnach.

$$\frac{S}{N} = 75 \frac{Ov(1+m)(\alpha+\beta p)}{Ov(p-r} = 75(1+m)\frac{\alpha+\beta p}{p-r} \cdot \text{Min.}$$ oder.

$$\frac{N}{S} = \frac{1}{75(1+m)} \cdot \frac{p-r}{\alpha+\beta p}$$ Nun ist α unmerklich gegen βp, so daß wir α gegen βp vernachlässigen können, und wir erhalten

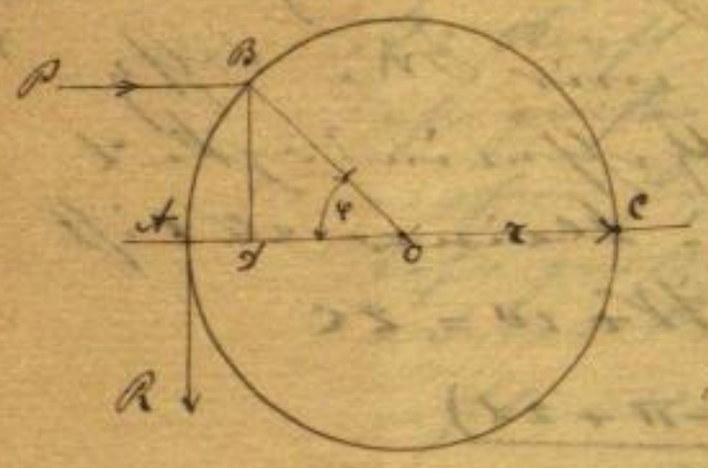
$$\frac{N}{S} = \frac{1}{75(1+m)} \cdot \frac{p-r}{\beta p} = \frac{1}{75(1+m)\beta}\left(1 - \frac{r}{p}\right) \cdot \text{Max.}$$

Alle Maschinen bei denen $\frac{r}{p}$ gleich Werth hat leisten gleich viel. Je kleiner $\frac{r}{p}$ wird, desto günstiger wird die Leistung sein, daher der Fall, wenn p sehr groß ist, d.h. wenn wir mit starker Dampfspannung arbeiten.

Eine weitere Frage, die wir uns jetzt vorlegen wollen ist die: Welche Dimensionen müssen die Maschinentheile erhalten, wenn eine gewisse Wirkung hervorgebracht werden soll. Wir geben uns vor Allem O. S

Nachtrag.

Bestimmung des Schwungrades für eine nichtexpandirende Maschine.



P sei P der constante Druck des Dampfes auf den Kolben und auf den Curbelzapfen, R der auf den Radius der Curbel reducirte Widerstand der Maschine, w_0 die Winkelgeschw. in A, w desg. in B. μ die in der Entfernung r vom Mittelpunkt reducirte Masse die equivalent sei mit der der Schwungrades. So wird sein die Änderung der leb. Kraft dieser Masse von A bis B = der Differenz von der produc. und constant. Wirkung d.h. $P.AD - R.AB = \mu.w^2 - \mu w_0^2$, da aber $AD = r(1-\cos\varphi)$ u. $AB = r\varphi$, so ist $P.r(1-\cos\varphi) - R.r\varphi = \mu(w^2 - w_0^2)$

Im Beharrungszustand der Maschine muß in C dieselbe Geschw. wie in A eintreten, deshalb ist es nöthig $\varphi = \pi$ und $w = w_0$ sein, dafür wird aber $Pr(1-\cos\pi) - Pr\pi = \cancel{\mu(w^2-w_0^2)}\,0$ und $Pr\left(\frac{\pi}{2}(1-\cos\varphi) - \varphi\right) = \mu(w^2 - w_0^2)$, denn da $P.r = \pi.R$; $P = \frac{\pi}{2}R$ so wird $\frac{\pi}{2}Rr(1-\cos\varphi) - Rr\varphi = \mu(w^2 - w_0^2)$, woraus obiges.

Für das Maximum der Geschwindigkeit muß $\frac{dw^2}{d\varphi} = 0$ d.h. $Pr\left(\frac{\pi}{2}.\sin\varphi - 1\right) = \mu\frac{dw^2}{d\varphi} = 0$, $\frac{\pi}{2}\sin\varphi = 1$ oder es muß sein $\varphi = \frac{2}{\pi}$, Ist α der kleinste Werth von φ der diesen Gleichung so wird $\alpha = 39^\circ + 32' + 26''$, dieser α entspricht aber einem Minimum der Geschwindigkeit. für $\varphi = \pi - \alpha$ wird $\sin\varphi$ ebenfalls $= \frac{2}{\pi}$ und

$$\varphi = \pi - (39^\circ + 32' + 26'')$$

So sei W die kleinste eintretende Winkelgeschwindigk. für den ∠α, W die größte für ∠π−α, so ist

$Rr\left(\frac{\pi}{2}(1-\cos\alpha) - \alpha\right) = \mu(w^2 - w_0^2)$ und

$Rr\left(\frac{\pi}{2}(1-\cos(\pi-\alpha)) - (\pi-\alpha)\right) = \mu(W^2 - w_0^2)$, beide subtrahirt gibt $Rr\left(\left(\frac{\pi}{2}(1+\cos\alpha - 1 + \cos\alpha) + \alpha - \pi + \alpha\right)\right) = \mu(W^2 - w^2)$, woraus

R

$R_2\left(\frac{\pi}{2}.2\cos\alpha-\pi+2\alpha\right)=\mu\,(W^2-w^2)$ und

$$\mu=\frac{R_2(\pi.\cos\alpha-\pi+2\alpha)}{W^2-w^2}=0{,}66143.\frac{R_2}{W^2-w^2}$$

Es sei ferner c die mittlere Geschwindigkeit (am Umfang) der Maschine, die man durch die Dampfspannung bestimmen kann, und setze mir die Differenz $W-w$ der größten und kleinsten Geschwindigkeit $=i.c$ = einer gewissen Zahl i die kleiner als 1 ist, mit der mittl. Geschw. c, so ist $W+w=2c$

$W^2-w^2=2ic^2$ und $\mu=\frac{R_2(\pi.\cos\alpha-\pi+2\alpha)}{2ic^2}$

Der Weg des Punktes am ~~Umfang~~ Radius 1 zurücklegt $=\frac{2\pi.n}{60}=c$. Ist nun G das Gewicht des Schwungringes (R dessen Halbmesser, und $\frac{G}{2g}.R^2$ dessen Trägheitsmoment, so ist $\mu=\frac{G}{2g}R^2=\frac{75N}{c}\frac{(\pi.\cos\alpha-\pi+2\alpha)}{2ic^2}$

denn ist ist $R.2.c=75N$

$$\frac{G}{2g}R^2=\frac{75N(\pi\cos\alpha-\pi+2\alpha)}{2ic^3}=\frac{75(\pi.\cos\alpha+2\alpha-\pi)}{2}.\left(\frac{60}{2\pi}\right)^3\frac{N}{in^3}$$

woraus man ersieht daß G sehr rasch abnimmt sobald n groß wird, und daß G von dem Gleichförmigkeitsgrad $\frac{1}{i}$ abhängt und mit demselben wächst. Nach Rankine S. 228.

Ist V die Geschw. am Umfang des Schwungringes so ist $V=R.c$, und es ist:

$$\frac{G}{2g}.R^2.c^2=\frac{75.N(\pi.\cos\alpha-\pi+2\alpha)}{2ic}=\frac{75(\pi.\cos\alpha+2\alpha-\pi)}{2}\frac{60}{2\pi}.\frac{N}{n}.\frac{1}{i}$$

$\frac{G}{2g}.V^2=\mathfrak{M}.\frac{N}{n}.\frac{1}{i}$, woraus G das Gewicht des Schwungringes leicht bestimmt werden kann

Nach Reuleaux: Lehr. der Masch. eines Schwungringes der Werth von $\frac{1}{i}$ variirt von 20 bis 60 je nachdem die Arbeitsmaschinen größere Sicherheit oder höhere Grade von Gleichförmigkeit verlangen

Nachtrag.

Schwungkugel-Regulator.

In dem Dampfrohr das zur Maschine führt befindet sich gewöhnlich eine Klappe, durch die man die Spannung des Dampfes im Cylinder regulieren kann, also auch die Kraft der Maschine. Dies hat für gewisse Zwecke sehr grosse Vortheile da man mit derselben Maschine ohne Geschwindigkeitsänderung vorübergehend sehr grosse Widerstände überwältigen kann. Dies kommt vor bei Dampfschiffen an Stromschnellen, bei Locomotiven bei Steigungen. Dieser Vorgang hat den Einlassröhre besondrer Klappe glaubte man gern regulieren der Maschine benutzen zu können und hat einen Schwungkugelregulator, dessen Erfinder Watt ist. Dieser Regulator bringt aber mehr Confusion in die Maschine als Gleichförmigkeit, weil die Periode seiner Maschenschwingungen nicht übereinstimmt mit der Periode der Veränderlichkeit der Widerstände. Der Regulator sollte beim Zunehmen der Geschwindigkeit die Klappe öffnen und offen lassen, sowie die normale Geschwindigkeit der Maschine aber wieder eintritt sollten die Kugeln schliessen die Klappe anstatt sie geöffnet zu lassen. Insbesondere ist aber der Regulator v. Watt gar nicht geeignet plötzliche Widerstand- und Geschwindigkeitsänderungen zu regulieren

Redtenbacher meint man solle bei Schiffsdampfmaschinen einfache Gewichte am Schwungrad anbringen, die gehoben werden müssten, wenn die Kraft am größten ist, und motorisch wirken würden, wenn die Spannung des Dampfes im Cylinder das Minimum erlangt.

die während der ganzen Schubbewegung entwickelte Wirkungsgröße

ist $W = Opl + \int_{x=l}^{x=l} Oy\,dx - Ozl$, außerdem ist

$(Ol_1 + mOl)(\alpha + \beta p) = (Ox + mOl)(\alpha + \beta y)$ das Gewicht

des Dampfes nach Absperrung bleibt im Cylinder

während der Expansion dasselbe.

sein. Gegeben sei N, v groß, $\frac{r}{p}$ klein, d.h. p sehr groß; v hat auf den Effect $\frac{N}{S}$ keinen Einfluß. Ist v klein, so erhalten wir eine Schnell-Maschine. Wird v hinlänglich groß, so erhalten wir eine kleine oszillirende Maschine aber sie nicht sich schnell ab, hierfür muß sie dann erhalten.

Wir erhalten folglich

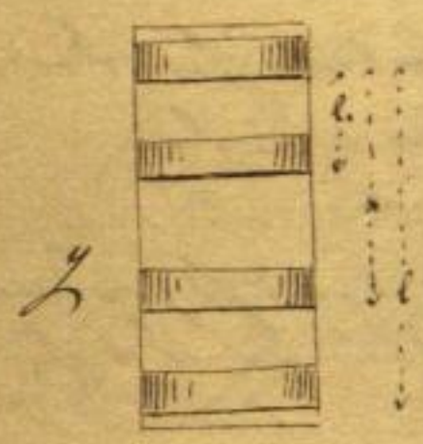
$$O = \frac{75 N}{v(p-r)} \quad \text{u.} \quad S = O v (1+m)(\alpha+\beta p).$$

Es sei $N=40$, $p=50000$, $r=15000$ u. $v=1,2$.

$$O = \frac{75 \cdot 40}{1,2 \cdot 35000} = 0,071 \ \square^{m}. \quad \text{Durchm.} = 30^{cmt}.$$

$$S = 0,071 \cdot 1,2 \cdot 1,05 \cdot 2,586$$

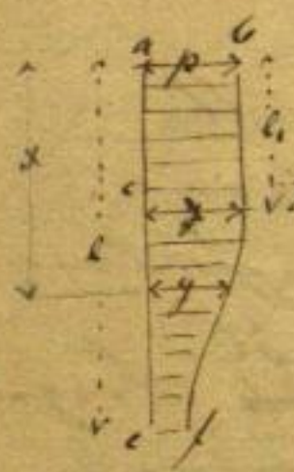
Berechnung der Expansionsmaschinen



l_1 länge, wo die Expansion beginnt
x länge während der Expansion
l länge des ganzen Kolbenschubs
Der Effect der producirt wird ist gleich dem der consumirt wird.

Effect während l_1, Opl_1. Gewicht der Dampfmenge die in den Cylinder eingetr. $= O.l_1(\alpha+\beta p)$. Bei y die Dampfspannung bei der Stellung x, dann ist das Gewicht dieses Dampfes $Ox(\alpha+\beta y)$. Wir haben demnach

$$\alpha+\beta y = \frac{l_1}{x}(\alpha+\beta p) \quad \text{od.} \quad y = \frac{l_1}{x}\left(\frac{\alpha}{\beta}+p\right) - \frac{\alpha}{\beta}$$



Bei ab, cd, ef die Spannungen an den einzelnen Punkten dann ist $abcdef$ die Wirkungsgröße während des ganzen Kolbenschubs.

$$(cdef) = \int_{x=l_1}^{x=l} Oy.dx = \int_{l_1}^{l} O\left(\frac{l_1}{x}\left(\frac{\alpha}{\beta}+p\right) - \frac{\alpha}{\beta}\right).dx$$

oder $$(cdef) = O\left\{\left(\frac{\alpha}{\beta}+p\right) l_1 \int_{l_1}^{l} \frac{dx}{x} - \frac{\alpha}{\beta}\int_{l_1}^{l} dx\right\}$$

$$= O\left\{\left(\frac{\alpha}{\beta}+p\right) l_1 . \log.\text{n}\, \frac{l}{l_1} - \frac{\alpha}{\beta}(l-l_1)\right\}$$

Die ganze Arbeit ist daher $Opl_1 + O\left(\left(\frac{\alpha}{\beta}+p\right) l_1 \log \frac{l}{l_1} - \frac{\alpha}{\beta}(l-l_1)\right\}$ durch Arbeit consumirt. Opl daher.

Saltzwirkg $= Ol\left(p\frac{l_1}{l} + \left(\frac{\alpha}{\beta}+p\right)\frac{l_1}{l}\log\frac{l}{l_1} - \frac{\alpha}{\beta}\left(1-\frac{l_1}{l}\right) - r\right)$

ev. $W = Ol\left(\left(\frac{\alpha}{\beta}+p\right)\left\{\frac{l_1}{l}\log\frac{l}{l_1} + \frac{l_1}{l}\right\} - \left\{\frac{\alpha}{\beta}+r\right\}\right)$

Setzen wir nun $\frac{l_1}{l}$ l. nat $\frac{l}{l_1} + \frac{l_1}{l} = k$ so ist Wirkungsgrösse die einem Schub entspricht.

$W = Ol\left(\left(\frac{\alpha}{\beta}+p\right)k - \left(\frac{\alpha}{\beta}+r\right)\right\}$.

Ist der Effect N sec. 75 $N = \frac{Ol\left(\left(\frac{\alpha}{\beta}+p\right)k - \left(\frac{\alpha}{\beta}+r\right)\right)}{\text{Dauer des Schubs}}$.

d.i. $75N = Ov\left(\left(\frac{\alpha}{\beta}+p\right)k - \left(\frac{\alpha}{\beta}+r\right)\right)$

Berücksichtigen wir den schädlichen Raum, so kommt.

$(Ol_1 + mOl)(\alpha+\beta p) = (Ox + mOl)(\alpha+\beta y)$

$\alpha+\beta y = \frac{l_1+ml}{x+ml}(\alpha+\beta p)$ und so geht die Rechnung weiter. Berücksichtigt man auch noch das Entweichen der Luftpumpe durch den Kolben, so erhält man die Beziehung Seite 207.

Die Luftpumpe die condens. wird nur spordweise arbeiten. Diese Regel wird ausgedrückt durch folgende Beziehungen.

Per 1 Schub dampfen. $O(l_1+ml)(\alpha+\beta p)$

Dauer des Schubs $\frac{l}{v}$ daher.

$S = \frac{O(l_1+ml)(\alpha+\beta p)}{\frac{l}{v}}$ folgt aber $\frac{O(l_1+ml)(\alpha+\beta p)}{\frac{l}{v}} =$

$S = Ov\left(\frac{l_1}{l}+m\right)(\alpha+\beta p)$.

Diese Gleichungen beantworten nun eine alle Fragen in Betreff der Schaufelmaschinen. Ist diese durch 5 Grössen gegeben sein, so kann man die andern 3 berechnen.

Die Anzahl der möglichen Fälle $= \frac{8.7.6}{1.2.3} = \cancel{84}\ 56$ Fragen. Einige Fragen von diesen $\cancel{84}$ 56, die für uns Interesse haben wollen wir hier mit er behandeln.

Es sei gegeben $Ol_1 v p r$ in einer fixen NS K. zum Betriebe einer rotirenden Maschine. Frage 18 Frag. 1. In welchem Fall ist $\frac{N}{S}$ = Maximum

2. Für eine zu construirende Maschine sei gegeb. $N, v, p, r, \frac{l_1}{l}$, in einer fixen OS i K.

Annähernd kann man sagen daß

$\frac{75N}{S^1} = \frac{k\cdot(\frac{\alpha}{\beta}+p)}{\frac{l_1}{l^1}(\alpha+\beta p)} = \frac{1}{\beta}\cdot k\cdot\frac{l}{l^1}$, d.h. daß die Leistung einer Expansionsmaschine von dem Produkt $k\cdot\frac{l}{l^1}$ abhängt. dieser wird aber für

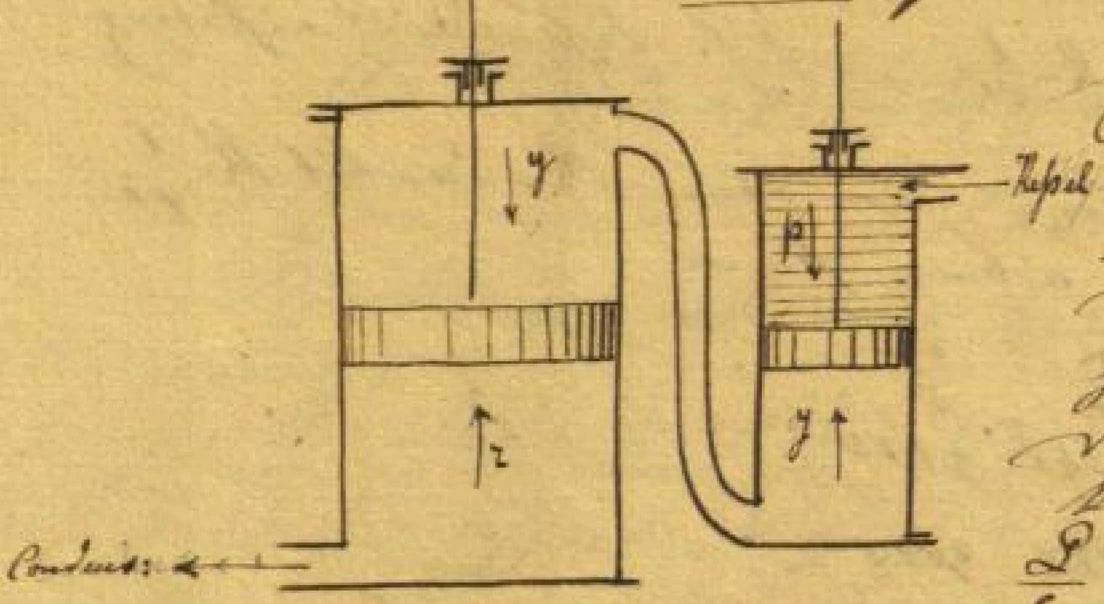
$\frac{l_1}{l}$ =	1	$\frac{1}{2}$	$\frac{1}{3}$	$\frac{1}{4}$	$\frac{1}{5}$
k =	1	0,846	0,685	0,568	0,505
$k\cdot\frac{l}{l^1}$ =	1	1,69	2,055	2,272	2,675

woraus man sieht daß die Leistung anfangs rasch von 1 bis 1,69 wächst, dann von $\frac{1}{2}-\frac{1}{3}$ nur um 0,36, von $\frac{1}{3}-\frac{1}{4}$, um 0,22, von $\frac{1}{4}$ bis $\frac{1}{5}$ um nahezu um 0,4 zunimmt. Die hohen Expansionsgrade sind daher lange nicht mehr so lucrativ als anfänglich dieselben von 1 bis $\frac{1}{3}$ sind, aber insbesondere von 1 bis $\frac{1}{2}$ werden.

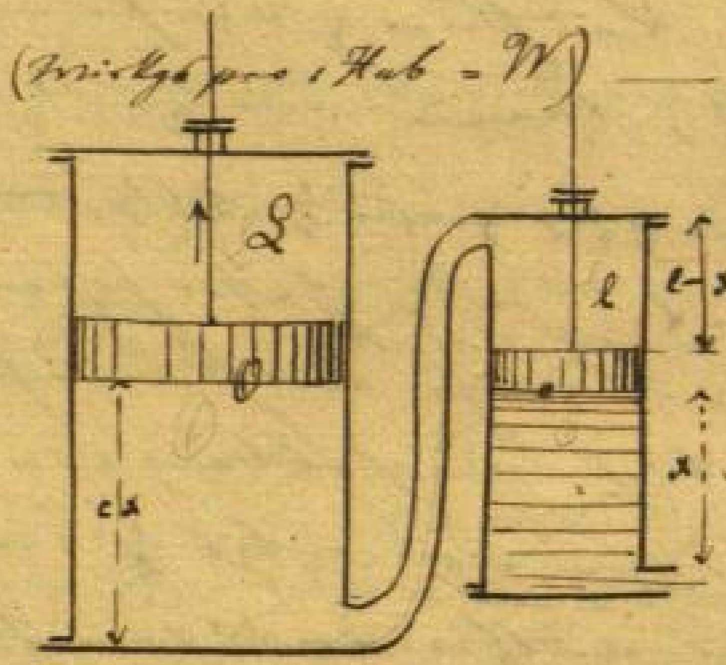
Es ist daher rathsam der nothwendigen sehr starken Massen wegen mit der Expansion sehr Maß zu halten und nur selten $\frac{1}{3}$ zu überschreiten. ——

Zur vortheilhaftesten Expansion muß sein $\frac{l_1}{l} = \frac{\frac{\alpha}{\beta}+r}{\frac{\alpha}{\beta}+p}$, dann ist ein letzten Moment kein nützlicher dampfdruck mehr hinter dem Kolben vorhanden, sondern die Maschine zehrt durch ihre Trägheit fort.

Nachtrag. Woolf'sche Maschinen



Es sei p der Druck des Kesseldampfs pro □"
r der auf den Expansionscylinder bezogenen Druck per 1□" der nöthig ist um alle Widerstände der Maschine zu überwinden.
y die variable Spannung des Dampfes in der Entfernung x des kleinen Kolbens vom Anfang
$\frac{L}{l}$ das Verhältniß der Hublänge $= c$, so ist



$$W = \int_{x=0}^{x=l} o(p-y)\,dx + \int_{x=0}^{x=l} O(y-r)\,c\,dx$$

$$W = opl - o\int_0^l y\,dx - Orcl + Oc\int_0^l y\,dx$$

$$W = l(op - Orc) + (Oc - o)\int_0^l y\,dx,$$ auch ist

$$ol(\alpha+\beta p) = (o(l-x) + Ocx)(\alpha+\beta y)$$ oder

$$\alpha+\beta y = (\alpha+\beta p)\frac{ol}{o(l-x)+Ocx},$$ woraus

$$y = \left(\frac{\alpha}{\beta}+p\right)\frac{ol}{o(l-x)+Ocx} - \frac{\alpha}{\beta}$$

$$\int y\,dx = \int\left(\left(\frac{\alpha}{\beta}+p\right)\frac{ol}{ol+(Oc-o)x} - \frac{\alpha}{\beta}\right)dx$$

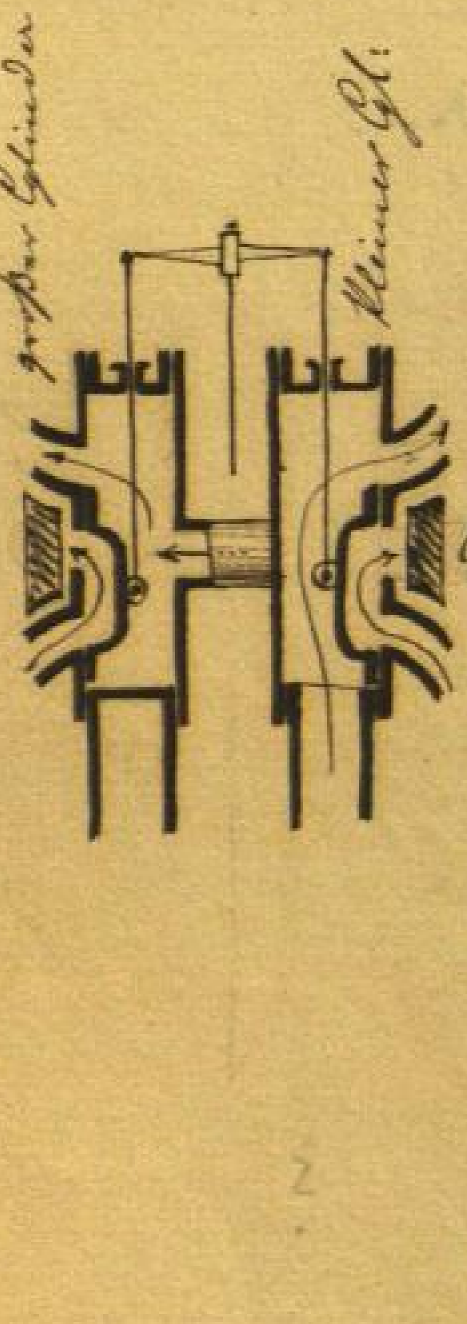
$$= \left(\frac{\alpha}{\beta}+p\right)ol\int\left(\frac{dx}{ol+(Oc-o)x} - \frac{\alpha}{\beta}\right)dx$$

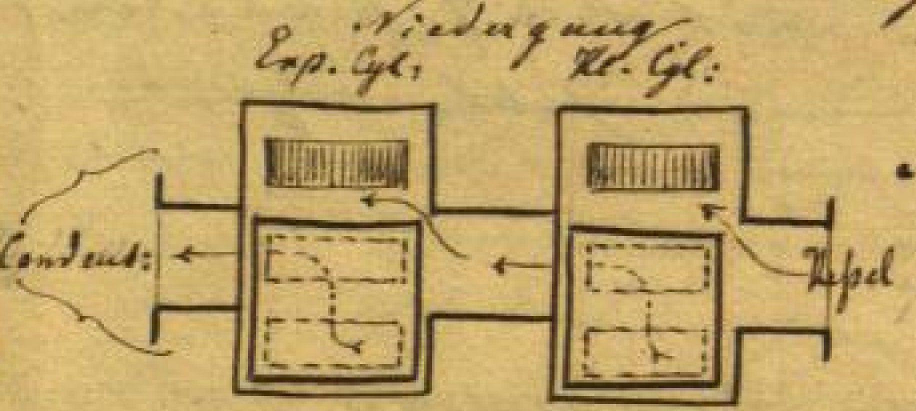
$$= \left(\frac{\alpha}{\beta}+p\right)\frac{ol}{Oc-o}\,\lg nat{:}\,(ol+(Oc-o)x) - \frac{\alpha}{\beta}\cdot x$$

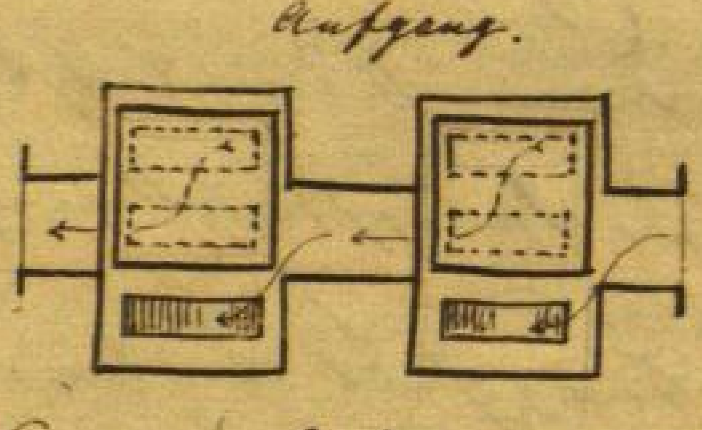
und partiell integrirt von $x=0$ bis l

$$\left(\frac{\alpha}{\beta}+p\right)\frac{ol}{Oc-o}\,\lg nat\,(ol+(Oc-o)\,l) - \frac{\alpha}{\beta}\cdot l = \int y\,dx$$

Dieses Integral in obige Gl. v. W eingesetzt:







$$W = l(op - Orc) + \left(\frac{\alpha}{\beta}+p\right)ol\,\lg nat.\frac{O}{o}c - (Oc-o)\frac{\alpha}{\beta}\,l$$

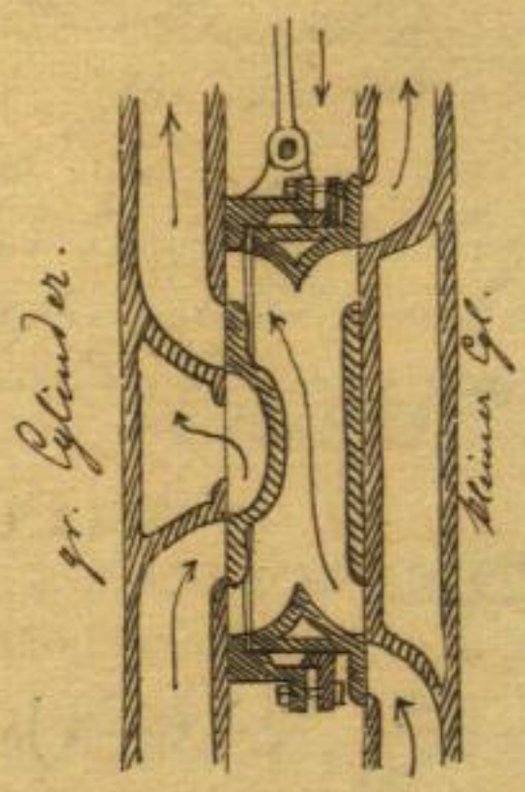
$$W = ol\left(\left(p - \frac{Orc}{o}\right) + \left(\frac{\alpha}{\beta}+p\right)\lg nat.\frac{Oc}{o} - \left(\frac{Oc}{o}-1\right)\frac{\alpha}{\beta}\right)$$

$$W = ol\left(\left(\frac{\alpha}{\beta}+p\right)\left(1+\lg nat.\frac{Oc}{o}\right) - \frac{Oc}{o}\left(\frac{\alpha}{\beta}+r\right)\right)$$

Ist v die Geschwindigkeit des kleinen Kolben, so ist $\frac{l}{v}$ = der Zeit eines Hubes und wir haben

$$75\,N = ov\left(\left(\frac{\alpha}{\beta}+p\right)\left(1+\lg nat.\frac{Oc}{o}\right) - \frac{Oc}{o}\left(\frac{\alpha}{\beta}+r\right)\right)$$

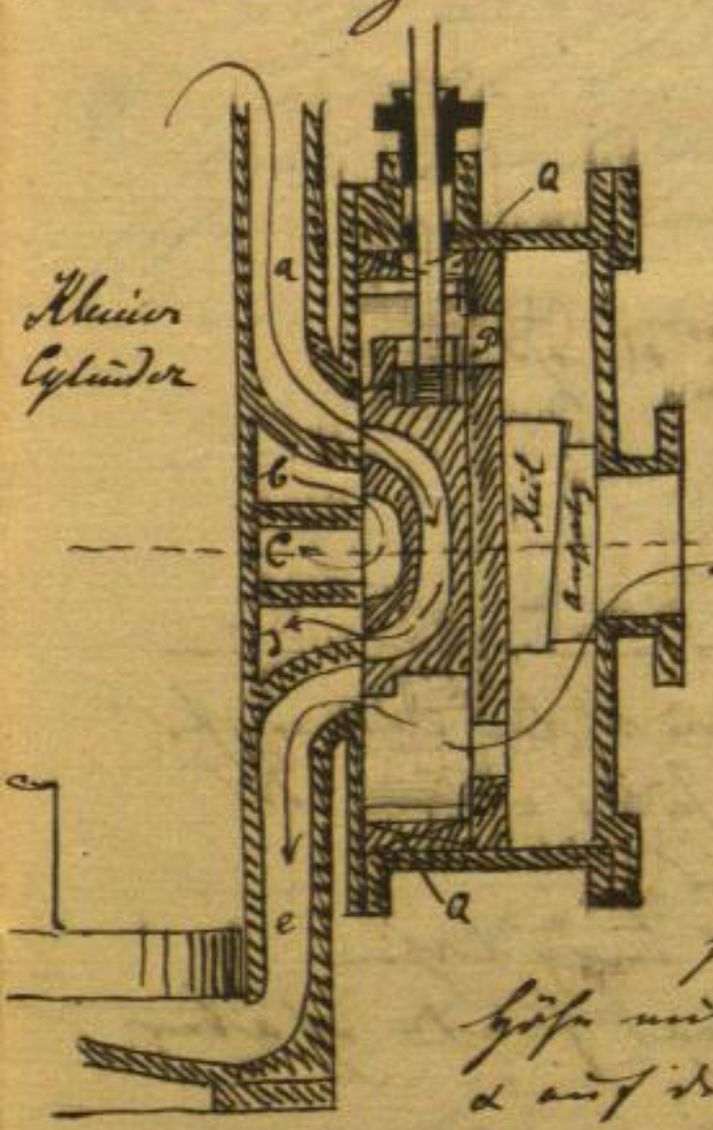
$$S = ov(\alpha+\beta p)\;;\quad \frac{75\,N}{S} = \frac{1}{\beta}\left(1+\lg\frac{OL}{ol} - \frac{OL}{ol}\cdot\frac{\alpha+\beta r}{\alpha+\beta p}\right) \quad (A$$



System de Mr. Mazeline modificirt.

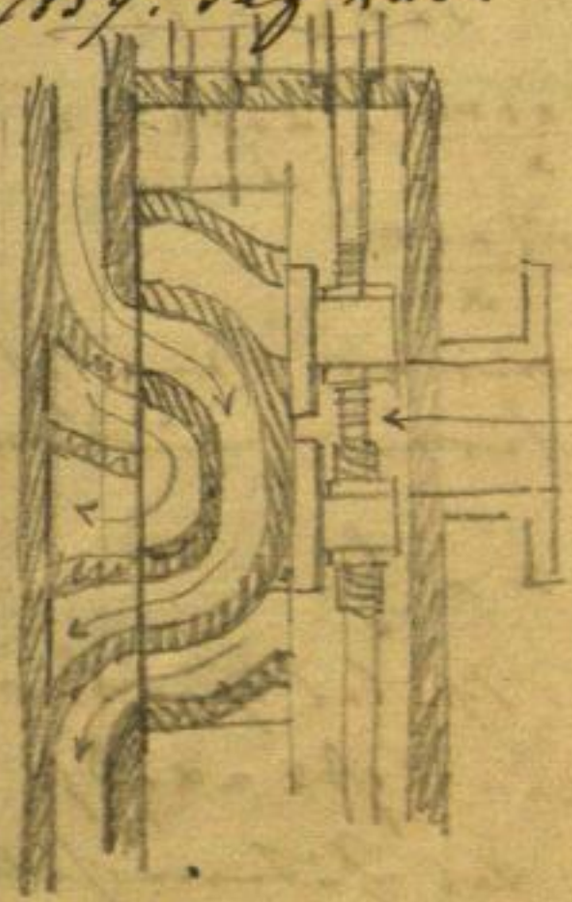
Siehe Armengaud 7. Vol. Pl. 25.

Für die Schieber an den Woolf'schen Maschinen wird man nur kleine äußere Ueberdeckung und noch kleinere innere, gleichgültig ob dieselben durch Excentrici oder Krink bewirkt werden.



b und d Canäle die in der oberen u. unteren Theil des gr. Cyl. führen.
C Canal zum Condensator
g Entlastungsplatte
Q Q zwei große Rahmen eingeschoben
Mittelstück d. fest verbunden mit den Schiebern haben
a auf denen mittelst Unterlage sehr dünner Metallstreifen die Entlastungsplatte P aufliegt

Schieber für Woolf'sche Maschinen mit variabler Expansion im kl. Cylinder siehe Zeitsch. d. Ver. d. Ing. 1859. Taf XXI.



Meiersche od. Farcotsche Exp. Vorrichtung für mehrfache Cyl. Vertical od. horiz. sind u. die Exp. variabel od. constant sein soll.

F Fall des Güteverhältniss einer Maschine

$$75\frac{N}{S} = \frac{(\frac{\alpha}{\beta}+p)k - (\frac{\alpha}{\beta}+r)}{(\frac{l_1}{l}+m)(\alpha+\beta p)}$$ wie

Maximum werden so muss der erste Diff: quotient = 0 werden

Setzen wir der Kürze halber $\frac{75N}{S} = y$ und $\frac{l_1}{l} = x$, als die gesuchte Grösse

so ist $$y = \frac{1}{\beta}\frac{(\alpha+\beta p)k - (\alpha+\beta r)}{(\alpha+\beta p)(x+m)}$$

worin $k = x + (x+m)\,\mathrm{lgn.}\,\frac{1+m}{x+m}$

$$k = x - (x+m)\,\mathrm{lgn.}\left(\frac{x+m}{1+m}\right)$$

so ist demnach

$$\frac{dy}{dx} = \frac{1}{\beta(\alpha+\beta p)}\,\frac{(x+m)(\alpha+\beta p)\frac{dk}{dx} - \{(\alpha+\beta p)k - (\alpha+\beta r)\}}{(x+m)^2} = 0$$

$\frac{dk}{dx}$ ist aber $= 1 - \mathrm{lgn.}\,\frac{x+m}{1+m} - \frac{x+m}{x}$

$$= 1 - \mathrm{lgn.}\,\frac{x+m}{1+m} - 1 - \frac{m}{x}$$

$$= -\frac{m}{x} - \mathrm{lgn.}\,\frac{x+m}{1+m}$$

folglich:

$$-(x+m)(\alpha+\beta p)\left\{\frac{m}{x} + \mathrm{lgn}\,\frac{x+m}{1+m}\right\} - (\alpha+\beta p)x + (\alpha+\beta p)(x+m)\,\mathrm{lgn.}\,\frac{x+m}{1+m} + (\alpha+\beta r) = 0$$

$$-(\alpha+\beta p)\left\{x + \frac{m(x+m)}{x}\right\} + (\alpha+\beta r) = 0$$

$$\frac{\alpha+\beta r}{\alpha+\beta p} = x + \frac{m(x+m)}{x}$$

und wenn wir von dem schädlichen Raume abstrahiren wird $m = 0$ und

$$\frac{\alpha+\beta r}{\alpha+\beta p} = x = \frac{l_1}{l}$$

Am Ende des Schiebers ist aber

$l_1 = l$ $\quad x = 1$ $\quad \alpha+\beta r = \alpha+\beta p$

$p = r$. der Güteverhältniss

$\frac{N}{S}$ wird ein Maximum wenn der Druck des Dampfes am Ende des Schiebers = dem des Gegendampfes ist.

Den grösst möglichen Expansionsgrad finden Sie aber aus der Gl:

$$\frac{l_1}{l} = \frac{\alpha+\beta r}{\alpha+\beta p}.$$ Ist gb. $p = 40000$, $r = 15000$

so wird $\frac{l_1}{l} = \frac{0,8}{2} = 0,4$

I. Es sei eine expandirende nicht condensirende Hochdruckmaschine vorhanden, bei der $O = 1$ $p = 40000 = 4$ Atm. r nehmen wir $a = 15$ Atm. Ferner $\frac{l_1}{l} = \frac{1}{2}$, $m = 0{,}05$ $v = 1^m$. Nun wir fragen wir was liefert die Maschine in einer Dampfmenge verbraucht für per Pferdekraft.

Wir finden $N = \frac{Ov\{(\frac{\alpha}{\beta}+p)k - (\frac{\alpha}{\beta}+r)\}}{75}$ ∴ $S = Ov(\frac{l_1}{l}+m)(\alpha+\beta p)$.

$k = 0{,}846$

$$N = \frac{1.1.((3018+40000).0{,}846 - (3018+15000))}{75} = 245 \text{ Pf.}$$

∴ $S = 1$, folglich $\frac{S}{N} = \frac{41}{245} = \frac{1}{223}$

II. Wann wird der Effect ein Maximum

$\frac{N}{S} = \frac{1}{75}\frac{(\frac{\alpha}{\beta}+p)k - (\frac{\alpha}{\beta}+r)}{(\frac{l_1}{l}+m)(\alpha+\beta p)} = Max.$ Dazu nöthig daß p sehr groß und die Expansion sehr stark ist und alle Widerstände möglichst beseitigt worden.

Mit der Expansion muß man aus constructiven Rücksichten innerhalb gewisser Grenzen bleiben denn für extravagante Expansion wird die Dimension der Kessel so groß u. geräumig die nicht auszuführen sind.

III. Welche Dimension muß man vorzüglich bei Maschinen wählen, wenn sie einen gewissen Effect leisten soll. Es sei gegeben

$N = 40$ $p = 40000$ $\frac{l_1}{l} = \frac{1}{3}$, $r = 175$, $v = 1$, dann ist.

$$O = \frac{75N}{v((\frac{\alpha}{\beta}+p)k - (\frac{\alpha}{\beta}+r))} = \frac{75.40}{1((3018+40000)0{,}685 - (3018+17500))}$$

daraus findet man $O = \frac{75.40}{8949} = 0{,}33$

$S = 0{,}33.(0{,}333+0{,}05)(42) = 0{,}25$ in Dampf

$\frac{S}{N} = \frac{0{,}25}{40} = \frac{1}{160}$

Nun kann man aber nicht sagen für welche Wirk. es ist $\frac{S}{N}$ blos $\frac{1}{200}$. Es sei dazu eine Maschine von 40 Pferde, $v = 1$, $r = 1$

$r = 17500 \quad \frac{S}{W} = \frac{1}{200} \quad \therefore \frac{l_1}{l} = \frac{1}{4}.$

Mögen p und p_1.

$$\frac{S}{W} = \frac{\left(\frac{l_1}{l}+m\right)(\alpha+\beta p)}{\left(\frac{\alpha}{p}+p\right)k-\left(\frac{\alpha}{p}+r\right)} \cdot 75$$ daraus folgt nun mit p

$$\frac{1}{200} = 75\,\frac{(0{,}25+0{,}05)(\alpha+\beta p)}{\left(\frac{\alpha}{p}+p\right)0{,}568-\left(\frac{\alpha}{p}+17500\right)} = 75\,\frac{0{,}3(\alpha+\beta p)}{0{,}568p-18804}$$

$0{,}568p - 18804 = 22 \cdot 200 \cdot (\alpha+\beta p)$ daraus

$$p = \frac{\alpha \cdot 4400 + 18804}{0{,}568 - 4400 \cdot \beta} = \frac{0{,}1427 \cdot 4400 + 18804}{0{,}568 - 4400 \cdot 0{,}0000473} = \frac{19432}{0{,}360}$$

$p = 53160$ also etwas mehr, als 5 Atmosphären Spannung.

Die übrigen Erscheinungen über die Dampfmaschinen mit einer Art übergehen wir hier und gehen zur Bestimmung der Dimensionen einer zu erbauenden Maschine über.

Die Zahlen in der Tab. S. 213 hat Redtenbacher nach seiner Formel berechnet und zwar so daß dieser mittlere Effect gleich ist der normalen Angabe, wenn die Dampfspannung im Cylinder = 0,8 Atmosph. = 8330 Kil. ist.

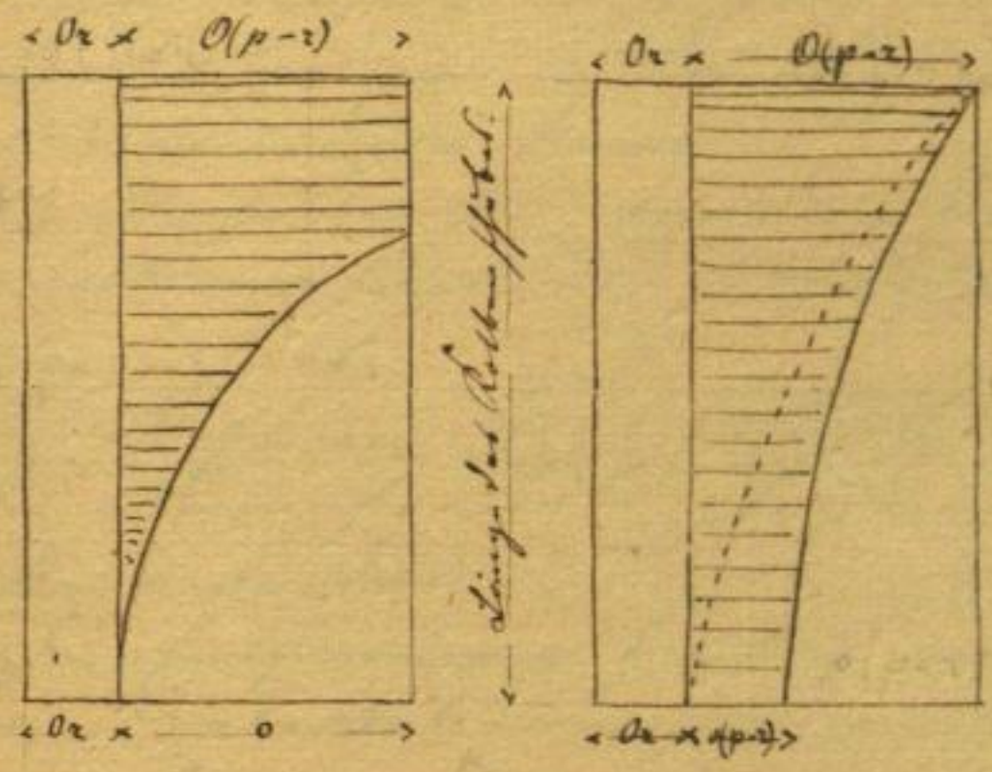
Wollte Regel man, daß alle seine Maschinen geometrisch ähnlich construirt werden in dieser Redtenbacher hat nun diese Regel modificirt in gesagt. Alle Maschinen, bei denen der Dampf gleiche Spannung und vorzüglich gleich bleibt können geometrisch ähnlich gemacht werden.

Ueber die Construction der Dampfmaschinen.

1. Kolben. Diese sind Taf. XIV in den Resultaten gezeichnet. Es ist hier zu bemerken, daß die Kolben mit Dampfdichtung nur für geringe Dampfspannung gebraucht werden können. Für höhere Dampfspannungen werden am besten Fig. 115 u. 117 angewendet, wobei Metalldichtung stattfindet.

2. Cylinder. Die Angaben für die Höhe und Dicken der Cylinder sind aus den Rechnungen gegeben. Was die Metalldicken anbelangt, so sind diese

Die Woolf'sche Maschinen haben, verglichen mit den Expansionsmaschinen von 1 Cylinder einen größeren Grad von Gleichförmigkeit, was man an nachstehenden graphischen Darstellungen sehen kann.



Bei den ersteren Masch. v. Woolf ist O(p-r) die anfängliche Rückpressung hinter den Kolben und O(p-r) am Ende der Hub. Bei den einfachcylindrischen aber O(p-r) am Anfang und Null am Ende, angenommen, daß man den Dampf von p bis r expandiren läßt.

Für eine Maschine mit <u>einem</u> Cylinder ist:

$$75\,A = ov\left(\left(\frac{\alpha}{\beta}+p\right)k-\left(\frac{\alpha}{\beta}+r\right)\right)$$

$$S = ov\left(\frac{l_1}{l}+m\right)(\alpha+\beta p)\ ;\quad k=\frac{l_1}{l}+\left(\frac{l_1}{l}+m\right)\lg n:\frac{l+ml}{l'+ml}$$

$$S'' = ov\,\frac{l_1}{l}(\alpha+\beta p)\ ;$$ in der Vergleichung selber = o gesetzt

$$k=\frac{l_1}{l}+\frac{l_1}{l}\lg n\cdot\frac{l}{l'}\ ;\quad 75\,A=\left\{ov\left(\left(\frac{\alpha}{\beta}+p\right)\frac{l_1}{l}\left(1+\lg n\,\frac{l}{l'}\right)-\left(\frac{\alpha}{\beta}+r\right)\right\}$$

$$S = ov\,\frac{l_1}{l}(\alpha+\beta p)$$, woraus das Güterverhältniß.

$$\frac{75\,A}{S}=\frac{1}{\beta}\left(1+\lg n\cdot\frac{l}{l_1}-\frac{l_1}{l_1}\,\frac{\alpha+\beta r}{\alpha+\beta p}\right)\quad(\beta$$

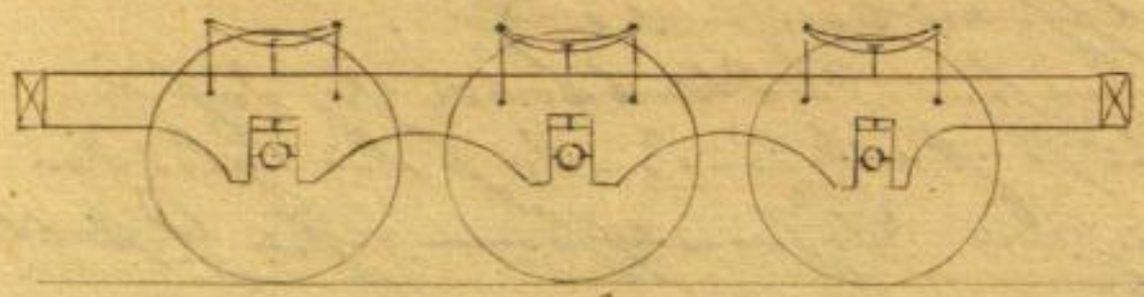
Woraus man sieht, daß sobald $\frac{OL}{ol}=\frac{l}{l_1}$ wird die Güterverhältnisse A u. B ganz gleich werden.

Seite 78. Result: $\delta = 2(1 + \frac{2}{100})$ angegeben
Anzahl der Doppelschrauben .. $3 + \frac{3}{7}$.
Diese letzte Regel nehmen Redtenbacher so, daß sie
Resultate liefert die stark sind, daß die Cylinder
beim Einsetzen in die Locomotiven ihr Gestell
nicht verändern können.
Die Verhältnisse für die Rostbrüsten i. Detail
der Kunstcylinder sind Taf XII. Resultate
aufgezeichnet.
Für Maschinen bis zu 45 Pferd Durchmesser können
die Kunstcanäle gleich an den Cylinder angegossen werden
{Die Entfernung bis auf mehr sich der Rollen
dem Deckel i. dem Boden der Cylinder nähert
kann = 0 gemacht werden.}
Bei größern Maschinen jedoch müssen die Canäle
extra gegossen, und an den Cylinder angeschraubt
werden.
Wegen der Fundamente der Maschinen ist
zu sagen, daß alle Maschinen ihr Fundament
so construirt seyn sollen, daß alle Theile aneinander
die ganze Maschine auch im Innern wellen angehängt
wird. Dies gilt besonders für Locomotiven und
Schiffsmaschinen.

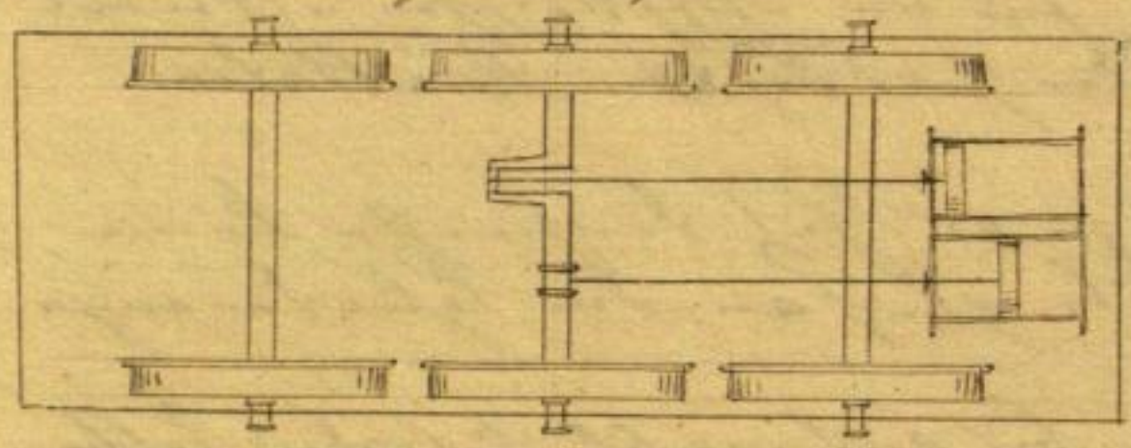
Ueber die Locomotive.

Worauf haben wir zu betrachten den Wagenbau
den Kessel i. den Bau der Maschine selbst.
Der Locomotiv Wagenbau unterscheidet sich
von dem gewöhnlichen dadurch, daß die Räder
bei den ersteren fest auf der Axe sitzen, während
bei den gewöhnlichen Wagen Axe i. Wagen ein
Ganzes bilden, und die Räder sich um die
Axe drehen. Auf den Axen müssen nun
Rahmen, der nicht unmittelbar auf der Axe
ruht, sondern erst an Stahlfedern aufgehängt ist, die
mittelst Riegeln von der Axe getragen werden.
Durch diese Stahlfedern wird die Maschine
die mit dem Rahmen fest verbunden wird, ge-
stützt gehalten. Der Kessel, der eine ungeheure.

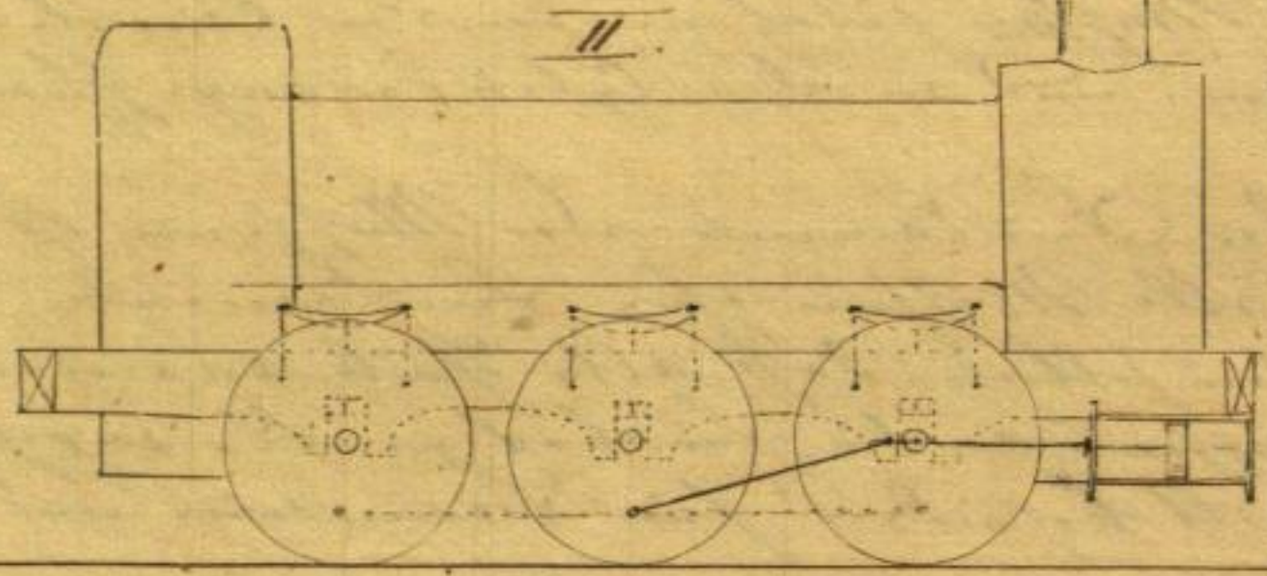
bar auf dem Rahmen aufsitzt und fest mit demselben verbunden, so daß beide ein ganzes starres System bilden. Die Maschine selbst befindet sich größten Theils unter dem Rahmen und zwar entweder so daß der Rahmen außerhalb der Räder und die Maschine innerhalb, oder wie 2. der Rahmen innen und die Maschine außen, auf welche Weise sich gewöhnlich die Locomotive construirt werden. I hat so Stephenson angeordnet. Das mittl. Zug. Zirbrad ist mit einer Kurbelstange mit dem Kolben in Verbindung, die Kurbel



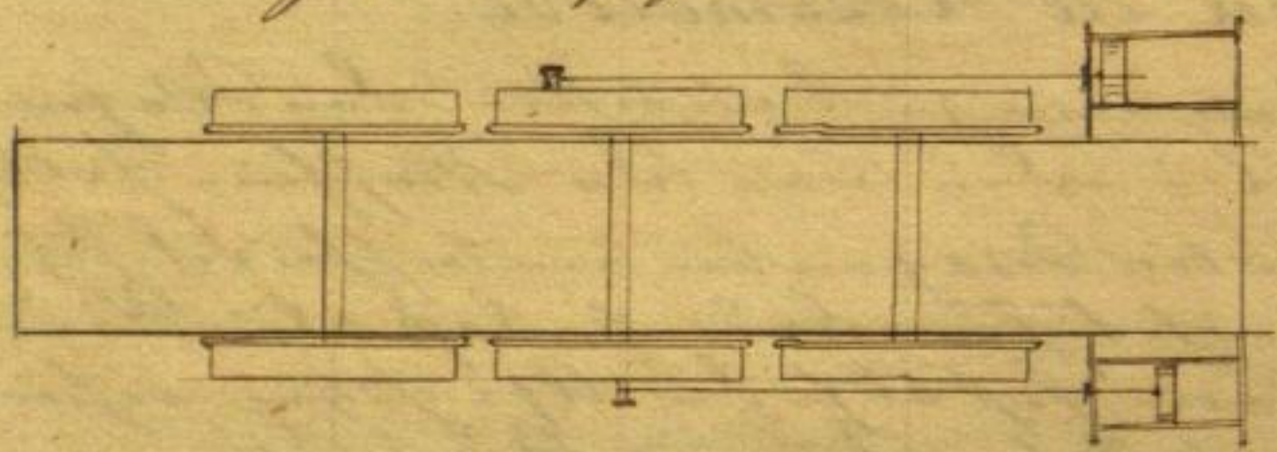
Grundriß zu I.



II.



Grundriß zu II.



bildet einen rechten Winkel zusammen, so daß man die eine in horizontale mit hängt lose Lage kommt die andern an stärksten mit. Da die Maschine bewegt sich nun durch die Kurbelgriffe der Räder in Bewegung, hat, ist der Zug größer als dieser Kurbel, so gleicht das Rad. Nehmen wir ab. an das Gewicht der Locomotive sei 20000 Pfd, so kommt auf die 2 mittl. Räder 10000 Pfd. u. ist die Kurbel 10 f kann eine

Mech. Mag. Dec. 27. 51.

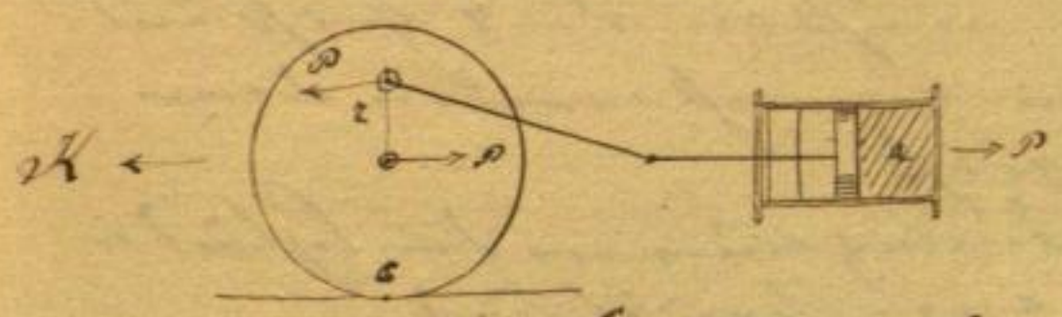
On the first introduction of passenger railways speeds of about 12 miles per hour only were anticipated. The rails weighed only 33 lbs per yard, the engines from 5 to 7 tons. The first locomotives few in number that were sent to France were made by George Stephenson, and arrived there in 1829, for the Lyons & St Etienne Railway, of which Mr. Seguin was the engineer. On trial their mean velocity did not exceed 4 mile per hour. Mr. Seguin multiplyd the heating surface by a series of tubes imersed in the water of the boiler, and it is precisely to this evaporation we are indebted for speeds, which we before thought impossible. Another difficulty was, to maintain the draft. Mr. Pelletan solved this problem by suggesting the steam-jet in the chimney. This steam-jet in the chimney though no doubt independently invented by Mr. Pelletan was previously applied by Steph. & Hackworth and was known in England since 1804. The right of this invention has Mr. Trovethick (Nicholson's Journal for Sept 1805). The claim of the french to the multi-tubular boiler must be admitted to Mr. Seguin, his patent was taken in 1828. The first tubular boiler in england is seen 1829, built by Hackworth on the Liverpool Manch. Railway.

No single individual in England had up till 1830 done so much for the improvement of the locomotive as Mr. Timothy Hackworth. He first employed ~~6 wheel~~ coupled wheel locomotives he first applied the waste steam to heat the feed water; he first employed the eccentrics to work the feed pumps, ~~which~~, he substituted spring balances for weights to the safety-valves; he schemed and first applied the steam-chamber in the boiler, a valuable auxiliary for obtaining dry steam; he first placed the cylinders beneath the boiler and employed the double inside crank axle, coupled directly to the pistons; and he was also the first to employ in railway locom. a seperate crank-shaft hung in bearings fixed to the frame.

Meanwhile the weight of the engines were increased to 15 and 35 tons (Min & Mag) ~~the boilers from 6 to 8 & 22 tons~~ and the rails progressively to 65, 75 and 85 lbs per yard.

The wheel box was extended and more solidly arranged, the driving wheel placed behind the firebox, and the boiler lowered considerably. —.

solche Maschine nur 20 Ctr. fortschleppen.
Ist der Zug an der Achsstange größer, so gleitet das mittlere Rad.
Um eine solche Maschine für größere Lasten zu gebrauchen, kuppelt man die Räder, so daß jedes mittl. Rad mit mehr oder allen diesen Kräften, ohne daß die übrigen auch mit gehen.
Ist nun der $R = 30000$ Kil $f = \frac{1}{10} f$ so haben wir statt der zu ziehenden Last $= 3000$ Kil $= 60$ Ctr. also 3 mal so viel als früher. – Daher werden für starke Züge, für Güterverkehr solche gekuppelte Maschinen angewendet.
Sind die Räder nicht mit einander zu verkuppeln, so können jedes Paar Räder verschiedene Halbmesser haben. Werden sie aber gekuppelt, dann müssen alle Räder, die mit einander verkuppelt werden gleiche Halbmesser haben.
Um uns nun klar zu machen, wie es denn kommt, daß eine solche Maschine auch fortläuft, wollen wir den Vorgang der Einwirkung der Dampfes auf die Räder etwas näher betrachten. – Die Anordnung, wo die Cylinder also nicht unmittelbar mit den Wagen verbunden sind, sondern diese Stangen an die Axe der Treibräder angehängt werden verfolgt dieses so:



Es stehe die Kurbel von Halbmesser r vertical und bei a sei der Dampf eingetreten, so wird dieser nach allen Seiten hin gleich stark drücken. Die seitlichen Pressungen heben sich auf, und bleibt die Druck P auf den Boden des Cylinders u. auf den Kolben einzig wirksam. Nun betrachten wir P auf den Boden des Cylinders. Dieser Druck strebt den Cylinder nach der Richtung der Pfeils (a) zu stoßen, da dieser aber an die Axe angehängt ist, so wird letztere mit einer Kraft P nach rechts gedrückt. Zugleich geht übrigens der Kolben auf die Achsstange u. auf die Kurbel r eine Druck P aus, die das Rad zu drehen strebt. Wirkt nun bei c die Reibung nicht stärker als P am Hebelsarm r, so

so gleichet das Rad in der Mitte stehen.
Es muß daher $F = 7.5 > P\frac{r}{R}$ (für diese Stellung der Kurbel). Ist dies nun der Fall, so dreht sich das Rad um den Punkte und wir haben nun 2 Kräfte P, eine am Hebelarm R in die ~~[illegible]~~ am Hebelarm R+r. und wenn wir nun K die Kraft mit der sich die Locomotive fortbewegt so muß $K.R = P(R+r) - PR = Pr$ demnach

$$K = P\frac{r}{R}$$ sein.

Bei nicht gekrüzzelten Rädern kann man das F dadurch vermehren, daß man die Last der Locomotive mehr auf die Treibradgruppe concentrirt, was einfach durch Spannung der Federn über dieselbe geschieht, denn wenden die mittlern Federn mehr gespannt, so liegt mehr Last auf ihnen, denn es wird von den übrigen Last abgenommen. Ist aber mehr Last auf den Treibrädern, so ist auch F größer. Wir sehen aus obiger Rechnung daß für kl. r u. gr. R die zu stillegende Last K klein ausfällt, daher wird diese Anordnung nur für kleine Personen locom. angewendet.

Für schwere Lastzüge müssen die r groß und R im Verhältniß klein genommen werden dann wird auch K groß.

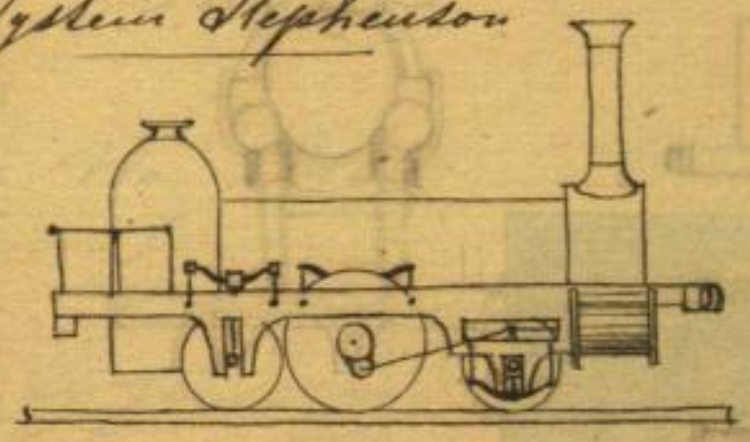
Bei der zweiten Anordnung nun wo die Cylinder an den Rahmen fest angeschraubt sind.

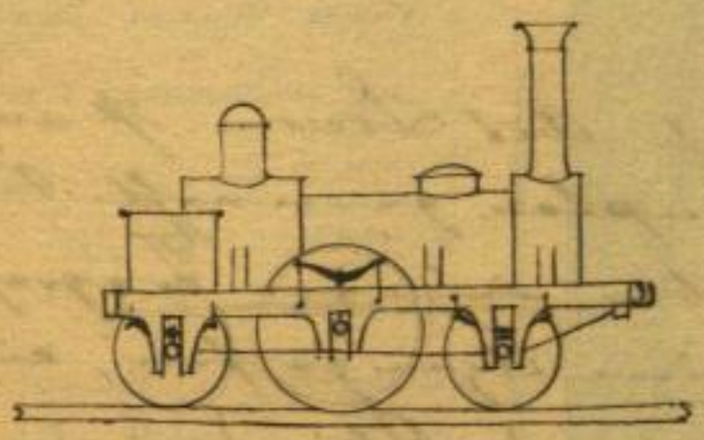
Wirkt Druck immer halber auf die Axe sondern erst auf den Wagenbau, der im vorigen Falle gar nicht davon gehört hat, und der Rahmen fast als dann die Axe der Treibräder.

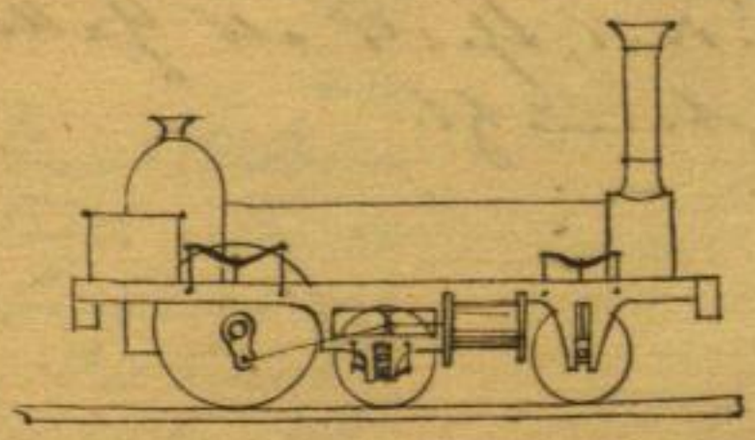
Bei dieser Anordnung übergreift man sich leicht, daß bei den verschiedenen Stellungen der Kolben der Wagen bald nach rechts bald nach links hingetrieben wird. Es ist dies für die Construction von großer Wichtigkeit, denn an all diesen Stellen, wo solche Kräfte wirken muß man sich vor Abnützungen schützen. Diese letztere Construction ist die neueste und wird jetzt ausschließlich überall angewendet.

System Stephenson

Personen-Locomotive.

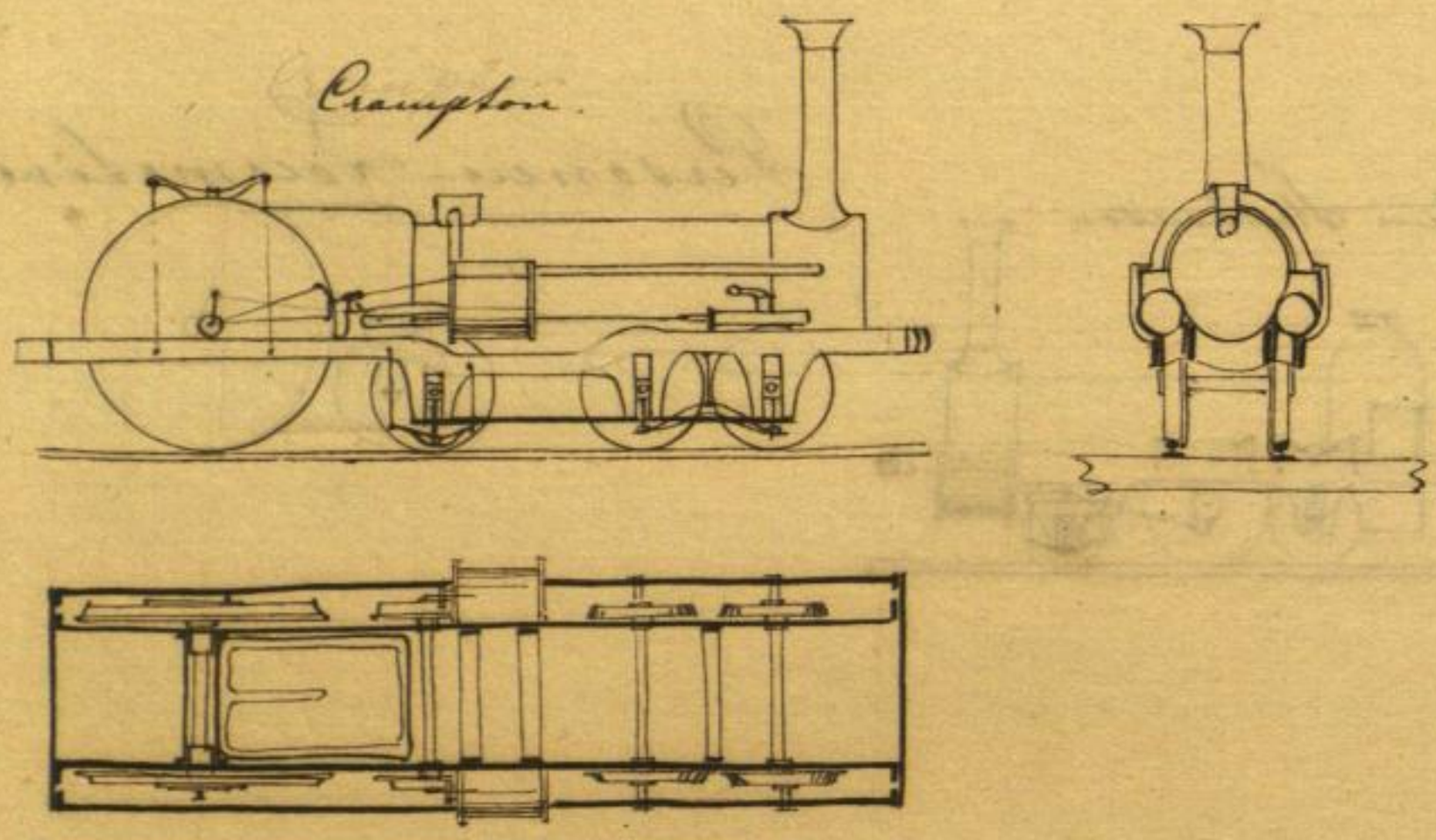




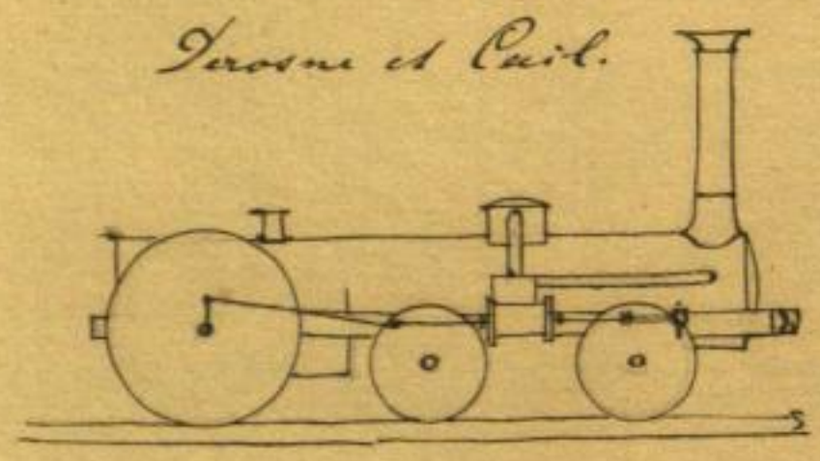


Bei allen neueren Maschinen von Stephenson befinden sich innere Tragrahmen und Achsfälle, (Steine Achsgabeln). Bei diesen neueren ist die Achsentfernung größer, als bei denen mit äußerliegenden Rahmen da die Achsfälle viel stärker werden müssen als die Gabeln.

Crampton.



Jacson et Cail.



Diese Art Locom. ist von Crampton gemacht. Sie haben innere Tragachsen keine Axengabeln, außenliegende Cylinder und Pumpen und gewöhnlich noch einen äußern Rahmen Holz zum tragen der Cylinder, Ersatz als Gallerie benützt.

System. Crampton.

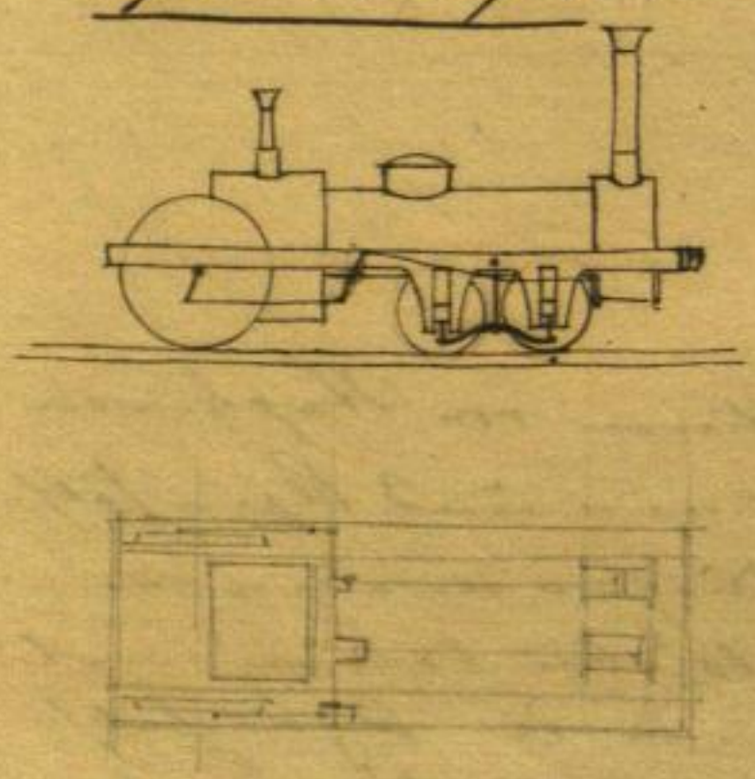
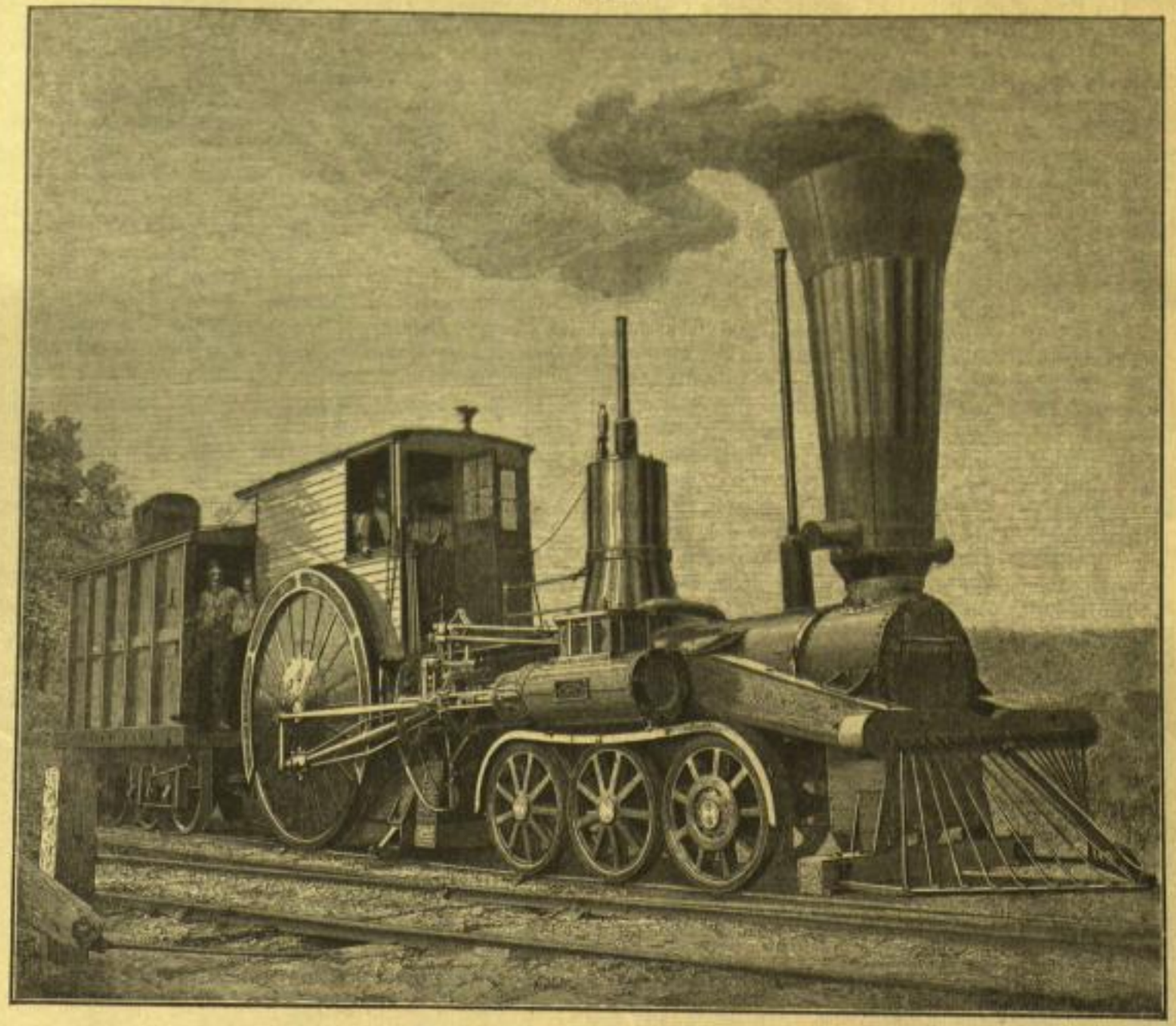


Abb. 518.



Schnellzuglocomotive aus dem Jahre 1848.

Eine uralte Schnellzuglocomotive. (Mit einer Abbildung.) Einen etwas abenteuerlichen Eindruck macht die nebenstehend abgebildete, im Jahre 1848 in den Dienst gestellte Schnellzuglocomotive. Wer weiss aber, ob unsere jetzigen Maschinen, die wir für so vollkommen halten, unseren Söhnen oder Enkeln nicht noch abenteuerlicher vorkommen werden. Es ist sogar anzunehmen, dass sie mit einer gewissen Geringschätzung auf die Zeit herabblicken werden, wo man den schweren Motor mit seinem Kessel, dem Brennstoff und dem Wasser mitschleppte und die Erzeugung der Kraft für den Betrieb einer Bahn auf einer Centralstelle für utopisch hielt.

Die Maschine, deren Abbildung wir *Scientific American* verdanken, versah den Dienst auf der Camden- und Amboy-Bahn. Sie zeichnete sich, wie ersichtlich, durch einen sehr hohen und schweren Schornstein und die sehr hohe Lage des Führerstandes über den Triebrädern von 2,40 m Durchmesser aus. Die Räume zwischen den Speichen waren zur Verminderung des Luftwiderstandes mit Holz ausgefüllt. Aus der Zeichnung ergiebt sich ferner, dass man sich damals mit einem Triebräderpaar begnügte, weil die Züge erheblich leichter waren als die jetzigen. Heutzutage sind Personenzuglocomotiven fast stets mit zwei verkuppelten Triebräderpaaren versehen, so dass der grösste Theil des Maschinengewichts für die Adhäsion ausgenutzt wird. Vermuthlich lag bei der abgebildeten Locomotive die Feuerbüchse unter der Achse der Triebräder, woraus sich ergiebt, dass der Heizer unter dem Führerstande seinen Sitz hatte und dass der Locomotivführer in der hohen Warte allein stand. Schliesslich seien der grosse Dampfdom, der sehr starke Bahnräumer und der Umstand erwähnt, dass der Tender die Gestalt eines Packwagens hatte. Die Heizung erfolgte mit Holz. M.e. [1914]

Von den Widerständen, die bei der Bewegung einer Last bei einer Locomotive vorkommen.

1. Von den Widerständen, die von der Last selbst
2. " " " " " die von den Wagenbauen
" 3 " " " " die von der Maschine selbst
" 4 Von den Widerständen die von der Luft herrühren.

I. Jede Last muß auf einem Widerstand ruhen, dieser ist entweder ein vollkommen Glatt, dieser Stand ist aber außerordentlich klein, und eben darum bestehet der Vortheil, der Eisenbahnen, daß der Rollingswiderstand viel kleiner ist, als auf einer gewöhnlichen Straße. Nun kommt noch ein 2te Widerstand in Betracht, der darauf entsteht, daß die Last nicht auf einer Ebene bestehen kann, sondern auf einer gekrümmten gehen muß.

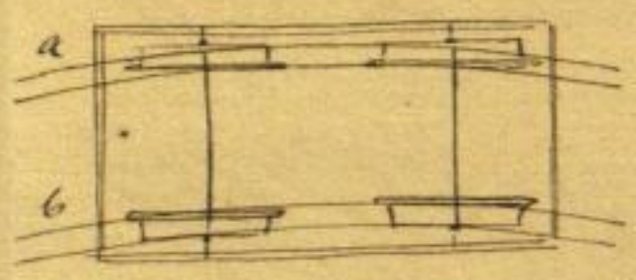
Diese Ebenen dürfen aber nicht den Temperaturwechsel nicht fort mit einander verbunden werden sondern müssen immer ein u Zwischenraum gelassen lassen. Dadurch muß der Rad immer etwas ausfüllen, aber auch dieser Widerstand ist sehr klein, allein durch diesen Umstand ist es auch schwer, solche Ebenen so genau mit einander verbinden, daß keine Unvollkommenheiten in der Verbindung entstehen. Diese Unvollkommenheiten müssen aber oft übergangen werden, wodurch ein zweiter Gesamtwiderstand entsteht. – Von den Lüften, die in Folge der Unvollkommenheiten des Rades entstehen können, wollen wir nicht reden, da sie nicht klein genacht werden.

Ein weiterer Widerstand der auf einer Last vorkommen kann ist der, wenn die Last geneigt ist. Dieser Widerstand ist aber der selbe wie der auf einer andern geneigten Last auf, mit also bei den Eisenbahnen möglichst vermieden werden.

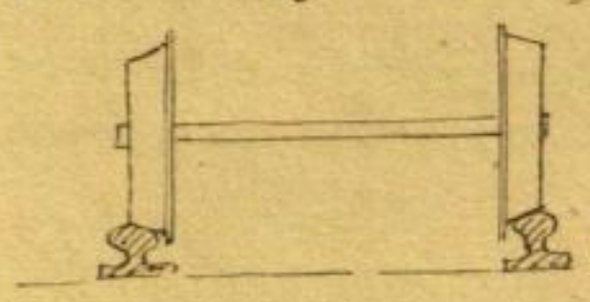
Ein andern Widerstand entsteht durch die Ringe die bei einer Last vorkommen können.

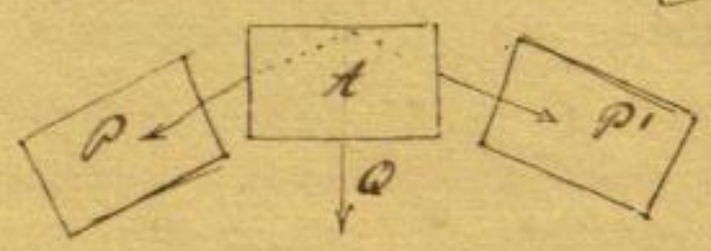
Bei den Eisenbahnrädern ist bekanntlich der Ring mit den Rädern fest verbunden, auch können

hier die Axe in horizontalen Linien sich gegeneinander reibt drehen, wie bei gewöhnlichen Wagen, deßhalb ist dieser Widerstand, den Krümmungen hervorbringen so außerordentlich groß bei den Chausseen.



Die Mühe ein Wagen auf einer solchen Krümmung fahren zu müßen die Räder a schneller gehen als b das kann nur dadurch geschehen daß die b zugleich beim Drehen immer zurückgeschoben, was natürlich sowohl mehr Widerstand, als auch bedeutende Abnützung hervorbringt. - Dieser Widerstand kann zwar durch conische Radtreibe etwas vermindert werden, so daß die Räder a auf einem größ. Halbmesser laufen als b, allein dadurch müßen Zwischenräume zwischen den Rädern und den Schienensteinen bleiben, wodurch mehr an den Widerstände entstehen können. Ein weiterer Widerstand durch die Krümmungen der Bahn entsteht dadurch, daß ein Wagen A von 2 sich stemmenden Kräften P u. P' gegen die convexe Seite der Krümmung zu hingetrieben wird, wie jeder Wagen, der sich auf der gebr. Bahn befindet. Es sind also auf allen Chausseen die Krümmungen möglichst zu vermeiden.

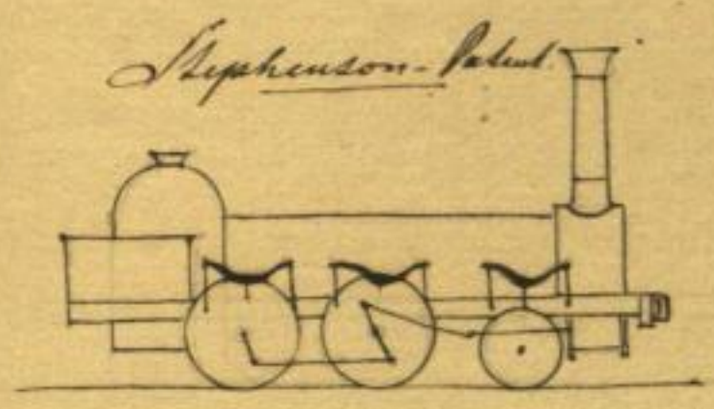




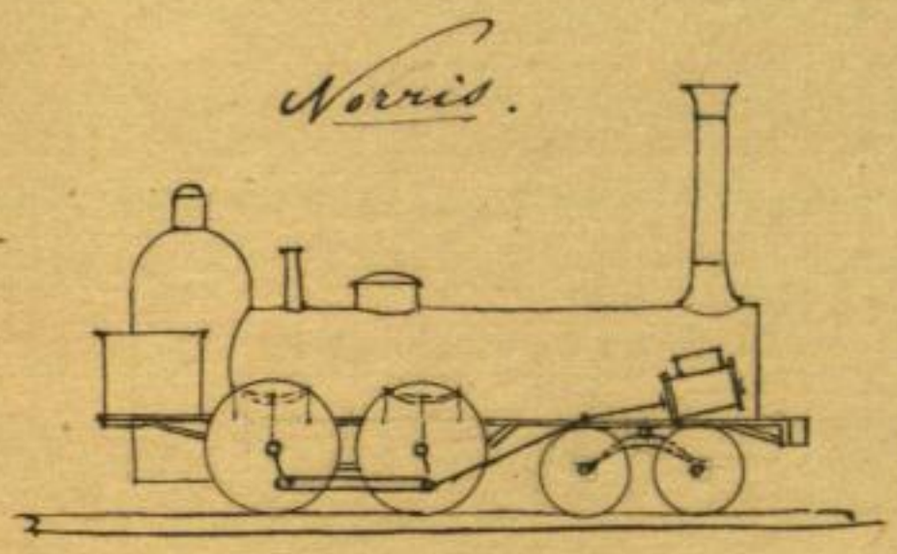
Wir haben nun von den Widerstän den gesprochen welche die Wagen verursachen.

Auf gerader Bahn kommt außer den obigen besprochenen Widerständen blos noch Axenreibungen vor, und diese sind die größten Widerstän R die bei Chaus. vorkommen. Es sei Q die Last der ganzen belasteten Wagens abgerechnet das Gewicht der Axen i. Räder, i. Anzahl der Räder d. anzahl Zapfen, welche Axe tragen haben, d. durchm. eines Zapfens, D. Durchm. Räder f. Reibungscoefficient. f. ist.

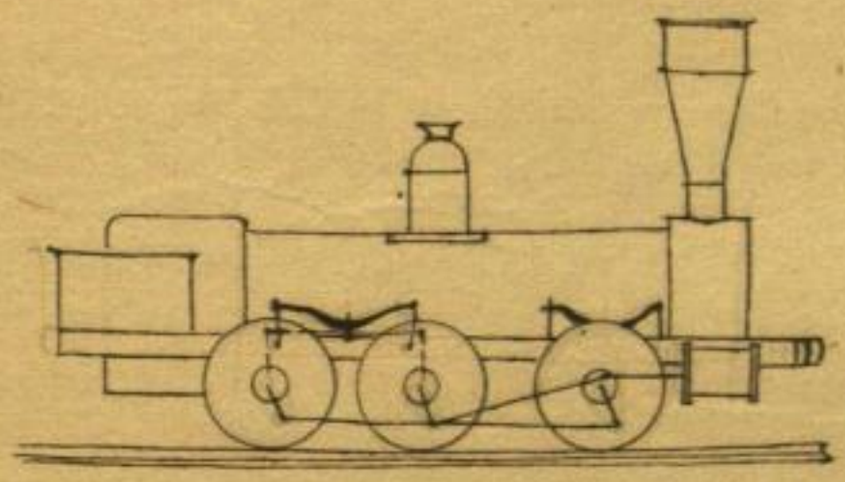
$= d\sqrt{\frac{Q}{i}}$; der Reibungswiderstand am Umfang von Zapfen $= f.\frac{Q}{i}$. i. Ff. V die Geschw. des Rades f. ist $V.\frac{d}{D}$ Geschw. am Umfang der Zapfen.



Güter-transport-Locomotive



Americanischer System von Norris.
Die Locom. haben außenliegende Cylinder beweglisches Vordergestell und runde Feuerbüchse



Güter-Locom. für schwere Lasten mit 6 gekuppelten Räder.
Angewendet auf der Wien-Gloggnitzer Bahn.

Dafür effect der zum Fortziehen des Wagens als der i Widerstände nöthig ist.

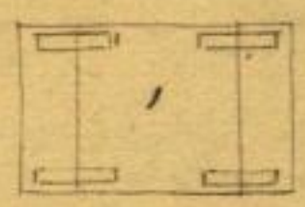
$\frac{Q}{1} f V \cdot \frac{d}{D} \cdot i = Q \cdot l \cdot V \cdot \frac{d}{D}$ wo ist Z die Zugkraft.

Ist $Z \cdot V = Q \cdot f \cdot V \cdot \frac{d}{D}$ od. $Z = Q \cdot f \cdot \frac{d}{D}$.

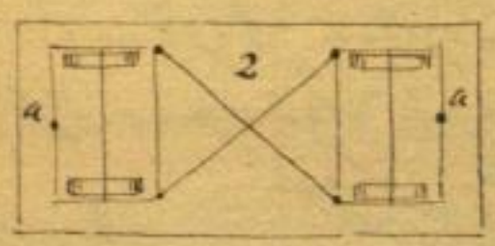
Dieses Z ist also bei allen Wägen bei denen $\frac{d}{D}$ Gleich nicht gleich. Macht man viele Zapfen, so wird d kleiner und man kann demnach auch D kleiner nehmen ohne daß Z größer wird als bei den Wägen mit wenigen Räder. Dies ist hauptsächlich der Vortheil, den vielräderige Wagen gewähren.

Für gewöhnlich ist zu nehmen $\frac{d}{D} = \frac{1}{14}$ dann ist das $f = 0{,}054 = \frac{1}{18}$ und also $\frac{Z}{Q} = \frac{1}{18} \cdot \frac{1}{14} = \frac{1}{252}$

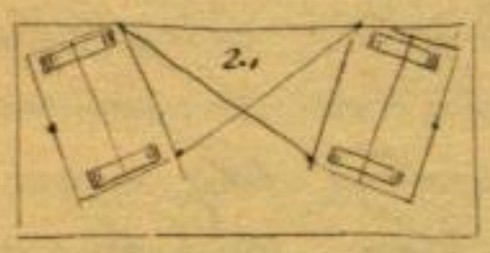
Was den Bau der Locomotivwagen betrifft so kann es nach folgenden 3 Arten gebaut werden.



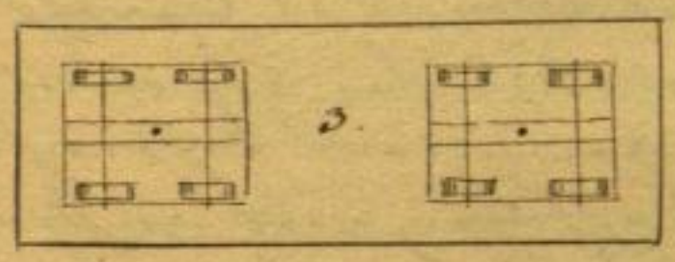
Bei 1 bleiben beide Axen immer parallel. Diese werden auf Krümmungen mit Widerstand marschiren.



2. hat 2 kleine Wägelchen jedes zweirädrig, die beide durch gegliederte Stangen mit einander verbunden sind, so daß dieses sich leicht um den Zapfen a drehen können, wie 2.1 zeigt.



Letztere Wagen 3 hat 2 kleine 4 rädrige Rahmen, jeder mit einem Zapfen, um welche sie sich leicht drehen können.

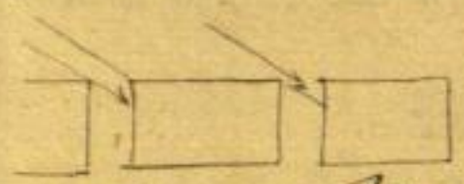


Die erste Locomotive kann blos bei Krümmungen mit geringer Länge der Entfernung der beiden Axen gebraucht werden, sonst wird der Widerstand auf Krümmungen ein immer großer.

2. hat zwar einen geringen Widerstand, da sich die Räder leicht nach der Krümmung folgen, allein sie folgen auch leicht den Unebenheiten, wodurch die Wagen die auf der Bahn liegen leicht aus den Geleisen gebracht. Redtenbacher hält diese Locomotive deßhalb auf der Zürcher Bahn angewendet ist für ein ganz verfehltes. Sie würde auch schlechten Resultate geben, wenn die Wagen nicht das Ganze sperr

zu einem Ganzen vereinigten.
Anordnung 3. erfüllt alle Anforderungen, die man nur an diese Wägen stellen kann.
Der Wagen hat auf Chäusseen wenig Widerstand folgt leicht der Lenkung u. kann durch Steine nicht aus der Richtg. dieser Lenker, die in Amerika zuerst angewendet wurde, ist die Beste u. ist jetzt auch in Würtemberg angewendet.

Wir hätten nun also den Luftwiderstand zu betrachten. Dieser Widerstand ist außerordentlich groß u. besonders wenn der Wind der Richtg. des Zuges entgegengesetzt wird u. etwas von der Seite kommt. Dadurch wird nicht blos der Luftwiderstand an jedem Wagen groß, sondern er wird aber auch der ganze Zug auf die Seite hin gedrückt, was natürlich auch Schienenbeschädigungen verursacht.



Die Widerstände, die bei der Locomotive vorkommen theilen wir wegen ihrer großen Zahl nun in Widerstände d. Loc. und solche für den Wagenzug d. auf gerader Bahn u. auf geneigter Bahn.
u. 2. in Widerstände, welche die Loc. und Maschine u. 3. von den Widerstd. der Schlaufen u. Luftzugs.
1. Widerstand der Wagen auf gerader horizontaler Bahn a. auf der Bahn selbst u. b. an den Axen.
Der Widerstd. auf der Bahn ist bei Loc. größer, als bei den Personenwagen, weil eben das Gewicht der Locomotive viel größer ist. Aber die Axenreibg. haben wir bei den Wagen genügend besprochen. Diese Reibg. ist bei den Maschinen mit außenliegenden Cylindern größer, als bei den mit innen liegenden, weil diese keine Zapfen haben, sondern der Arm auf der Axe liegt, so daß die Reibg. einen größeren Hebelsarm hat, als mehr Kraft an demselben Radius der Räder erfordert, als die bei den mit innen liegenden Cylindern. Ist zb. der Durchm. der Axen doppelt so groß als der der Zapfen so müßte Axendg. 1 mit außenliegenden Räder doppelt so großen Räder haben, um gleichen Widerstand mit Axendg. II zu verursachen.
Von dem Widerstand auf geneigter Bahn haben wir eben ebenfalls schon besprochen, wir betrachten

Nachtrag.

Nach Hertling ist der Widerstand des Wagentrains (ohne Locomotive) für jede Tonne Last des Trains

$$R = 2{,}72 + 0{,}094\,V + 0{,}00484\,\frac{N V^2}{T}\,,$$ worin

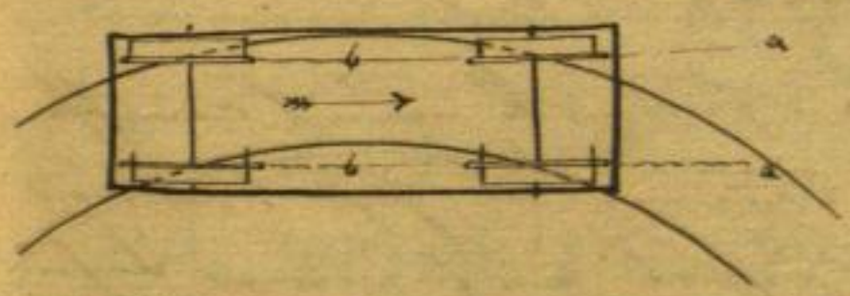
V die Geschwindigkeit des Trains in Kilometer (1000 m) und Stunden gemessen, N die Hinterfläche des vordersten Wagens in □m, T das Gewicht des Trains in Tonnen (à 1000 Kilo)

Das erste Glied 2,72 drückt den Einfluß der Axenreibung aus. Denselben macht findet man auch direct wenn man für $f = 0{,}054$ und $\frac{d}{D} = \frac{\text{Zapfendurchm.}}{\text{Raddurchm.}}$ $\frac{d}{D} = \frac{1}{16}$ setzt. D. das Gewicht eines Wagens auf der Axe drückt = 98 T dann Gewicht des Wagens mit Räder-Kraft um die Axenreibung überwind. $= \frac{0{,}054 \cdot 98 \cdot 1000}{16} = 2{,}7$ Kilo.

Das zweite Glied ist der Geschw. V proportional und soll den Widerstand der Luft, Wirbel, in den Radumfängen etc. sein

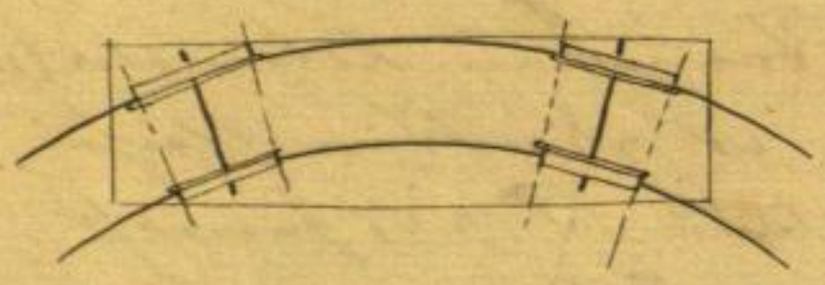
Das 3te Glied drückt den Einfluß der Luftwiderstandes aus.

Redt. nimmt schätzungsweise 6 Kilo pro Tonne an. Dieser Widerstand wäre kleiner als nach Hertling und auch kl. als in Redt. Wirk. seiner Theorie fand. Bei 100 Kilometer Geschw. wird R = 14,5 Kilo.



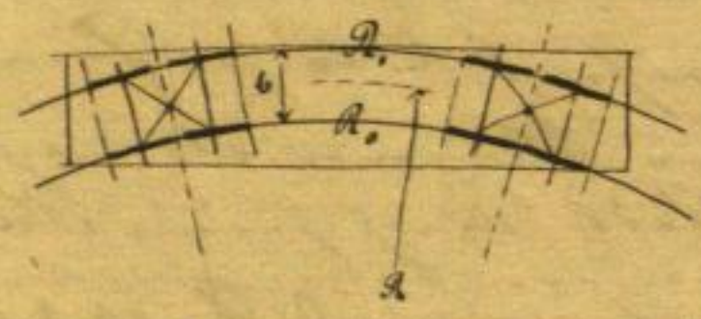
Wenn ein Wagen mit parallelen Axen und cylindrischen Rädern durch eine Kraft fortbewegt wird, so hat derselbe, (wenn die Räder glatt, d. h. ohne Spurkranz haben,) das Bestreben gerade auszugehen, da jedes Rad nicht bei einer Umdrehung einen gleichen Weg durchläuft. Läßt man einen solchen Wagen auf einer Krümmung

Fahren so werden die Vorderräder nach aa, die Hinterräder nach bb ziehen, die Vorderräder werden daher gegen das äußere Geleise, die Hinterräder gegen das innere, anlaufen!



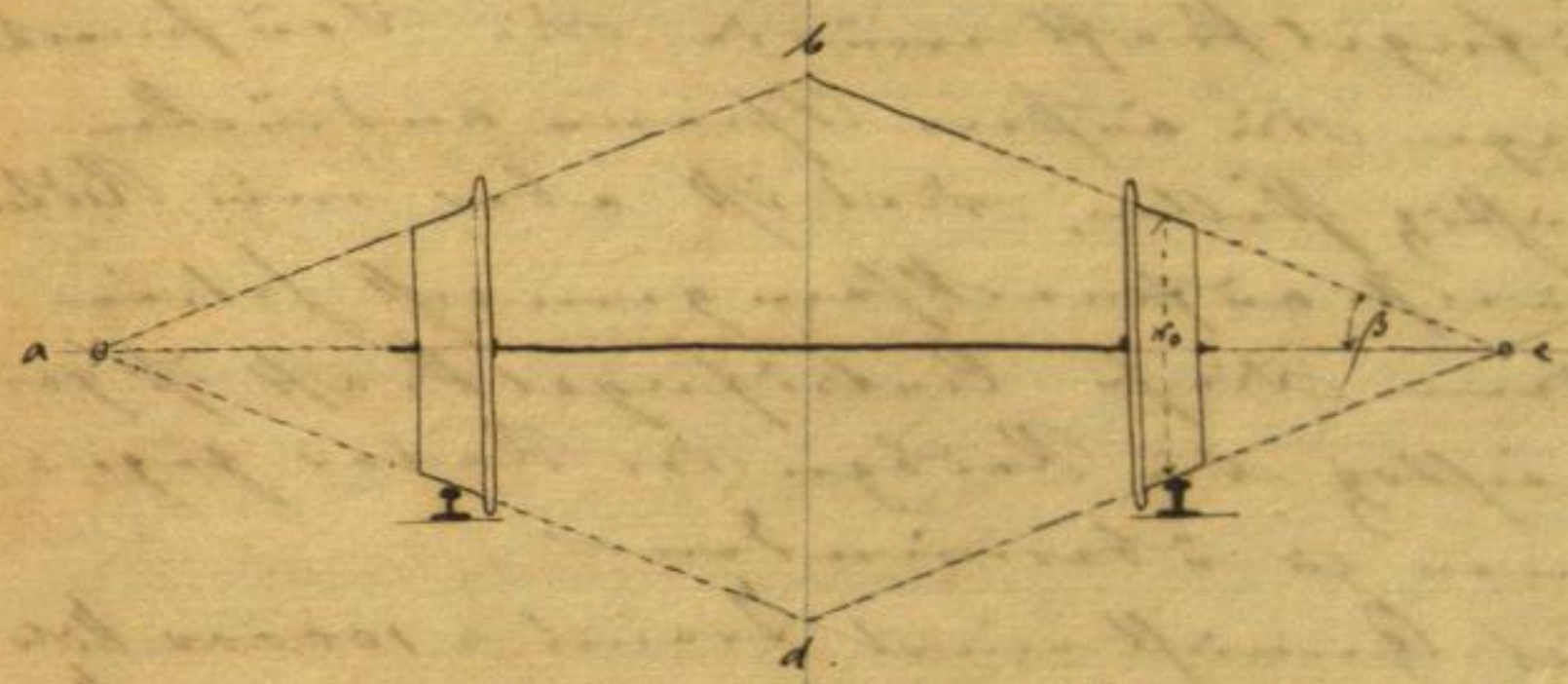
Ein Wagen mit conischen Rädern hat das Bestreben sich in einem Kreise zu bewegen, dessen Mittelpunkt jeglich Mittelpunkt des Kegels ist, in dessen Mantel die Laufkreise der Räder liegen. Läßt man einen solchen Wagen in einer Krümmung laufen deren Mittelpunkt jeglich Spitze des Radkegels ist, so bewegt sich dieser Wagen richtig und ohne mehr Reibung zu verursachen als ein Wagen mit cylindrischen Rädern auf gerader Bahn!

Ein Wagen mit cylindrischen Rädern aufgeklärt Bahn muß stets Reibung, die um so größer wird je größer die Stärke der Bogen im Verhältniß zum Radius der Krümmung, und je größer die Spurweite ist. Bei den amerikanischen Wagen ist dieser Uebelstand in Krümmungen sehr klein gemacht, dadurch zwei bewegliche Wagen deren mittlere Achsen immer radial stellen können, und bei denen die Achsdistanz sehr klein ist.



Genauer ist aber noch Reibung vor.

Nimmt man ein Laufwerk mit conischen Rädern, deren Flächen in einem Doppelconus abcd liegen, und läßt dieses auf einer Bahn laufen, so wird dieses Laufwerk das Bestreben haben eine gerade Linie zu beschreiben, sobald es auf gleichen Laufkreisen läuft, es wird aber einen Bogen beschreiben wollen, sobald man dasselbe radial verschiebt, es also auf ungleichen Laufkreisen rollen läßt, und



Zwar werden sich die Umfänge der Laufkreise verhalten, wie die Längen der beschriebenen Bogen oder es werden sich die halben der Laufkreise, wie die halben der Krümmungen verhalten, welche die Räder beschreiben. Wird ein solcher Laufmarkt um σ radial verschoben so wird der halbe der Laufkreis vom rechten Rad $(r_0 + \sigma \operatorname{tg}\beta)$ und der des linken L. Rad $= (r_0 - \sigma \operatorname{tg}\beta)$ und da sich nun

$$\frac{R_1}{R_0} = \frac{r_0 + \sigma \operatorname{tg}\beta}{r_0 - \sigma \operatorname{tg}\beta},$$

so ist da auch $R_1 = R + \frac{b}{2}$ und $R_0 = R - \frac{b}{2}$

$$\frac{R + \frac{b}{2}}{R - \frac{b}{2}} = \frac{r_0 + \sigma \operatorname{tg}\beta}{r_0 - \sigma \operatorname{tg}\beta}$$

d: $(R + \frac{b}{2})(r_0 - \sigma \operatorname{tg}\beta) = (R - \frac{b}{2})(r_0 + \sigma \operatorname{tg}\beta)$ und aufgelöst $b r_0 = 2 R \sigma \operatorname{tg}\beta$

woraus $\operatorname{tg}\beta = \frac{b r_0}{2 R \sigma}$, hieraus kann die Conicität der Räder für ein bestimmtes b und R und angenommenes σ berechnet werden. Würde etwa die Laufmarke durch irgend eine Kraft auf den Krümmungen um ein Stück σ verschoben, so würde solche Doppelkonicität auf jeder Krümmung richtig laufen können. Wir haben aber schon gesehen, daß bei Krümmungen die Vorderräder gegen die äußere Schiene anläuft, sich also das vordere Laufmark richtig stellt, das hintere Laufmark aber gegen die innere Schiene anläuft und sich verkehrt stellt, daher Räder also schlechter müssen. Die Spitzen der Kegel für die Hinterräder müssen nach innen gerichtet sein, um sich

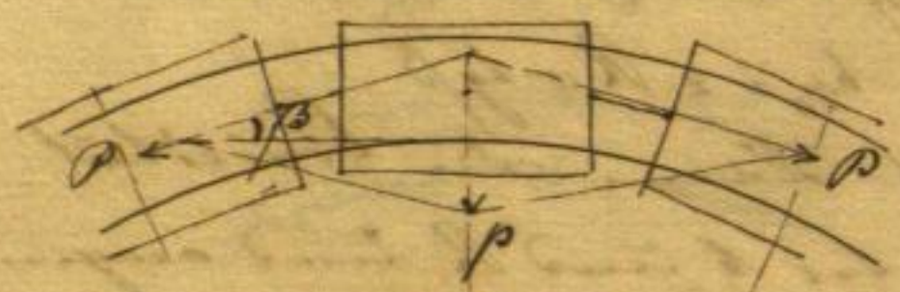
nöthig zu stellen. Man hat zwar gemeint die Centrifugalkraft würde die Laufräder fassen, gegen die äußere Schiene andrücken und so nöthig stellen, dies ist aber mir Redtenbacher zuerst aufmerksam gemacht hat, ein Irrthum, denn diese Centrifugalkraft ist gar nicht so mächtig die Reibungen der Räder gegen die Schienen zu überwinden.

Ist z.B. das Gewicht eines Zuges = 100000 klo
~~[illegible]~~ " " " Wagens = 6000 klo
die Geschw. des Zugs = 12 m
der Radius der Krümmung = 500 m
so wird die Kraft die man anwenden müßte um einen Wagen radial auf der Bahn zu verschieben $= 6000 \cdot \frac{1}{10} =$ 600 klo

die Centrifugalkraft wäre aber

$$C = \frac{Q}{g} \cdot \frac{v^2}{R} = \frac{6000}{10} \cdot \frac{144}{500} = 173 \text{ klo.}$$

wäre also nicht im Stande diese Reibung zu überwinden.

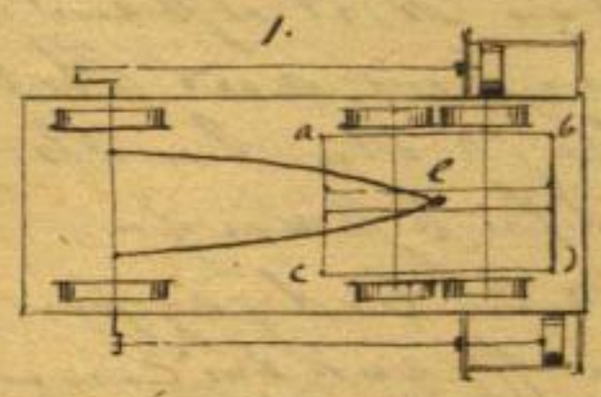


Dispositionen hätte die Centrifugalkraft auch noch die Resultirende p der nach innen wirkt gekehrten Zugkräfte P und P der Vor- und Hinterwagen zu überwinden für obigen Train wird $P = 100000 \cdot \frac{1}{200} = 500$ kg und $p = 2 P \sin \beta = 20$ Kilogramm.

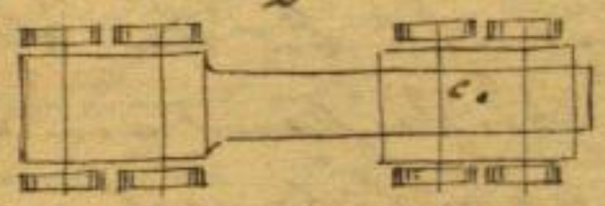
Man hat sogar gemeint die Centrifugalkraft wirke zu stark und drücke die Räder zu heftig an die Schienen und hat deßhalb die äußere Schiene höher gelegt als die innere. Dies ist aber falsch, denn es wirkt der Centrifugalkraft gerade entgegen, während dieselbe nicht einmal im Stande ist die andern Widerstände zu überwinden. —

Die Reibung der Wagen auf Krümmungen.
Der sehr sehr beträchtlich ist, da die Axen hier
immer parallel mit einander bleiben.
Die Räder auf der einen Seite müssen immer
zurückgestossen beim Drehen, wie wir das ebenfalls
oben schon besprochen haben, was natürlich mit
Widerstand i Abnützung verbunden ist. Man hat aus
diesem Grunde auch für Locomotive den Wagen
gebaut, daß sich die Axen gegen einander
bewegen können, wenn man hier 2 Anordnungen
wollen. Der Rahmen steht fest auf der Axe der
Treibräder und von auf den
Hl. Wagen abcd auf, welche
letztern sich um c dreht. Dieser
Rahmen. Die Cylinder sind
fest mit dem Rahmen ver-
bunden, so daß sie ihre Lage
gegen die Treibräder nicht
ändern können.

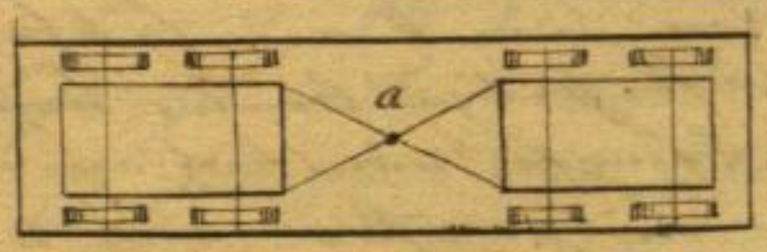
1.



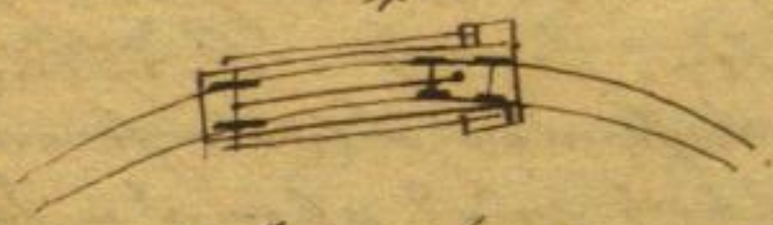
2



3.



4.



Hier können sich zwar die
Vorderräder drehen, allein
wie sehen aus Fig 4 daß
dies für starkgekrümmte
Bahnen nicht hilft, die
Treibräder stehen doch
an die Schienen an.
Lokomotive 2 hat nun
vorn u hinten 2 Radsatz
für 2 in einem Wagen.
Der Kessel ist fest u starr
mit dem Hinterwagen verbunden und ruht vorn auf
dem andern Wagenteil i drehbar um c,
die Hinterräder werden nun stets der Bahn
folgen, allein die Vorderräder müssen so
stehen, daß der Wagen sich drehen, demnach
an die Schienen anlaufen. Wie die Bahn
nun Alles sich hier halbwegs besser zurechtstellen
zeigen wir uns eine ideale Anordnung,
die in dieser Beziehung tadellos wäre. Es ist
hier bei Kreuzen sich die 2 Wagen um
das Charnier a gegen einander drehen, i

wir sehen leicht ein, daß diese Mängel auf jede noch so getrennten Arten fahren kann.
Der Kessel ist auch hier mit dem Fuhrwagen fest verbunden, er liegt blos auf den vordern Axe, ist aber mit demselben durch keine Stäbe in nicht verbunden, sondern kann frei auf denselben gleiten. Da die Ausführung dieser Kessel vielfach Hindernisse mit sich bringt, so sind solche noch nicht realisirt.
2. Von den Widerständen die durch die Maschine entstehen. Diese sind im Allgemeinen viel größer, als alle bis jetzt besprochenen Widerstände auf der Bahn. Die entstehen meistens aus Reibungen
1. Am Kolben, 2. Stopfbüchse, 3 Am der Verbindung des Kolbenstangen mit der Schubstange
4. Geradführung, 5 an den Kurbelzapfen
6. An der Steuerung, 7 Am Excentricum
8. Durch alle Kolbenreibungen der Pumpen
Diese werden gerade so berechnet, wie bei den Landmaschinen. Ich habe mir noch von dem Widerstand am Schlabrohr zu sprechen. Der Dampf wird nämlich nach jedem Kolbenzug durch ein Rohr / das Schlabrohr in das Condensirt. Dieses Rohr hat den Zweck ein lebhaftes Aufsaugen des Dampfes im Kessel zu bewirken. Durch das Ausströmen des Dampfes nämlich wird die Luft hinter den Röhren mitgerissen und es entsteht ein verdünnter Raum, wodurch die Luft von hinten hineinströmt. Zu diesem heftigen Ausströmen des Dampfes ist aber nöthig, daß das Schlabrohr eine Ausflußöffnung hat. Dadurch wird aber der Dampf gehindert schnell hinauszukommen, wodurch mir eine sehr Hemmung noch hinter dem Kolben erhalten wird natürlich starken Effectverlust mit sich.
Der Luftwiderstand den die Maschine vorhanden ist auch nicht unbeträchtlich alle Radspeichen die sich nun gehen erzeugen vorhandenen ziemlichen Luftwiderstand. — Diese Widerstände alle zusammengenommen hat man durch Versuche auf zuverlässig gefunden, allein sie sind noch keiner weiter entschieden. Die meisten Constructeurs nehmen für 1 Tonne Wagentrains 4 Kil Reibungswiderstand.

r 9. Die Vibrationen & Stöße überhaupt von der Empfindlichkeit der Locomotive gegen den Raum Radtenlaufer hat diese Widerstände an der Locomotive gemessen und gefunden, daß man für jede Tonne Gewicht der Locom. 10–12 lbs. annehmen darf, die nöthig sind um diese Reibung zu überwinden.

Es folgt z.B. das Gewicht einer Locomotive = 20 Tonnen. Es ist der Widerstand = 20 · 12 = 240 lbs.

Belastung der Triebräder 20 · 0,4 = ——— 8 Tonnen

Reibungscoefficient zwischen Räder und Schienen (variirt von $\frac{1}{5}$ bis $\frac{1}{15}$) — ——— $\frac{1}{8}$

Zugkraft der Locomotive = $\frac{8000}{8}$ = ——— 1000 lbs.

$\frac{\text{Reibungswiderstand}}{\text{Zugkraft}} = \frac{240}{1000} = 24\,\%$.

Geschwindigkeit ——— 12 m

Pferdekraft der Maschine = 10000 : 75 = ——— 133 Pf.

Reibungswiderstand = 0,24 · 133 = ——— 32 Pf.

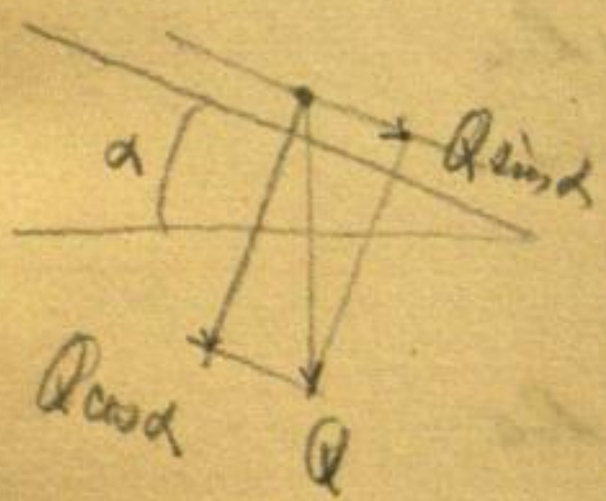
Diese 32 Pf. wirken continuirlich auf die Ruine der Maschine und es ist das Schnelle Ausladen der Locomotive durch zu erklären.

für eine Stephenson'sche Locomotive $\mathfrak{P}$ 96.
$l = 0{,}608$, $D = 1{,}9$ und für

$V =$ — 10 — 12 — 14 — 16 m wird
$v =$ — 2 — 2,4 — 2,8 — 3,2 m Reibungsfaktor

also 2 bis 3mal so $\mathfrak{P}$ groß als bei gewöhnlichen Dampfmaschinen.

Nach der neuen Auflage von Redtenb. wird
der Widerstand der Locom. $= 12\,q$
" " der Train — $6\,Q$



daher 2) $W = (6\,Q + 12\,q) + (Q + q)\,1000 \cdot \sin\alpha$, wo α der Steigungswinkel der Bahn ist.

Wie groß wird α, wenn der Widerstand durch die Steigung gerade so groß ist, als der Widerstand auf horizontaler Bahn also $= 6$ Kilo pro Tonne
$1000\,\mathfrak{P} \sin\alpha = 6\,\mathfrak{P}$ $\quad \sin\alpha = \frac{6}{1000} = \frac{1}{166}$
für die größte vorkommende Steigung von $\sin\alpha = \frac{1}{40}$ wird $R = 1000 \cdot \frac{1}{40} = 25$ Kilogramm also mehr als 4mal so viel als der Widerstand durch Reibg.

Redtenbacher nimmt 5 kil. an.
Für die Locomotive nimmt man für 1 Tonne 10 kil Widerstand. Wiebe Constructeur nehmen auf blos 8 kil für 1 Tonne der Locomotive Widerstand an.
Diese Gegenstand hatten wir unbeachtet.
Gehen zur Bewegung der Locomotive über.
Wir betrachten hierbei blos das Fortschreiten der Locomotive u. abstrahiren von allen andern kleinen Bewegungen an der Locomotive.
Nehmen wir die Bezeichnungen wie Seite 236 so haben wir folgende 2 Gleichungen
1. die ℳ die ausdrückt, daß die Kraft die an der Locomotive wirkt mit allen Widerständen in Gleichgewicht steht u. 2. die Bedingung daß gerade soviel Dampf producirt wird als consumirt.
Zunächst ist $\frac{V}{v} = \frac{D\pi}{2l} = \frac{\pi}{2} \cdot \frac{D}{l}$ (
der mittlere
Effect, den beide Kolben ausüben = $2O(p-r) \cdot v$
Widerstand der Locomotive = $10q$
" " des Zuges = $5Q$.
Auf geneigter Bahn ist der Widerstand $(Q+q)1000 \sin\alpha$ und demnach Effect der diesen Widerständen entspr.
$V(10q + 5Q + (Q+q)1000 \sin\alpha)$ Und dieses muß gleich sein dem Effect der beiden Kolben also. $= 2O(p-r)v$ demnach.
2) $2O(p-r)v = (10q + 5Q + (Q+q)1000 \sin\alpha)V$.
Pferdekraft consumirt i. Cyl $= Ol(1+m)(\alpha+\beta p)$
demnach Dampfverbrauch der beiden Cylinder in 1 Sec $= \frac{2Ol(1+m)(\alpha+\beta p)}{t} = 2Ov(1+m)(\alpha+\beta p)$
oder. 3) $\mathfrak{P} = 2Ov(1+m)(\alpha+\beta p)$
Die Formeln für $\mathfrak{P}$, u. F sind empirische Formeln. Die Ind. S. 238 in der Resultaten aufgestellt. Diese Formeln hat Pambour zuerst aufgestellt, sie sind aber sehr unvollkommen, allein da noch keine besseren bestehen, so hat sie Redtenbacher aufgenommen. Wahrscheinlich sind sie von keiner gar großen Wichtigkeit.
Wir haben hiermit 8 Größen müssen aus 11 vorkommenden gegeben sein, um die andern

3 darauf finden zu können. Wir können also $\frac{11.10.9}{1.2.3} = 165$ Fragen stellen, wovon wir die nöthigsten wieder vornehmen wollen. nämlich:

1. Zu bestimmen wie eine Locomotive unter gegebenen Umständen sich bewegen wird. ü

2. Welche Dimensionen eine zu erbauende Maschine erhalten soll, um einen gegebenen Effect zu produciren ü

3. Unter welchen Umständen eine Locom. den günstigsten Effect liefert.

Es seien die Dimensionen einer Locomotive ü die Last, die an sie gehängt wird gegeben, wir fragen nun, wie viel Dampf müssen wir produciren, um mit einer gegebenen Geschw. zu fahren ü welche Spannung erhält der Dampf?

Wir suchen also $S, p, ü\ v$ ü gegeben muß sein $P, l, D, q, Q, V, r, \alpha$. Diese Frage bezieht sich natürlich auf eine existirende Locomotive.

Aus der i. H. folgt. $v = \frac{2}{\pi}\frac{l}{D}.V$. Es hängt also dieses v blos von dem Verh. $\frac{l}{D}$ als von dem Verh. der Räder zum Bolzenkreis ab.

Aus H 2 folgt. $p = \frac{V}{v}\,\frac{109+5Q+1000(Q+q)\sin\alpha}{20} + r$

Aus 3. findet man wie S.

$$S = 2\,l\,v(1+m)(\alpha+\beta p)$$

Es sei nun, um ein numerisches Beispiel zu nehmen $\delta = 0{,}35$ $l = 0{,}546$ $D = 1{,}91$ $V = 12^{m}$ $q = 16$ (Tonnen) $Q = 150$ (Tonnen), $\alpha = 0$, ü $r = 12500$, dann ist

$$v = \frac{2.0{,}546.12}{3{,}142.1{,}91} = 2{,}2 \quad ü \quad p = 5{,}45\,\frac{160+750}{2.0{,}096} + 12500 = 37295.$$

Dann noch $S = 2.0{,}1.2{,}2.(1{,}05)(1{,}9) = 0{,}874$.

Der ganze Nutzeffect der Locomotive $= 10920^{km} = 145.75 = 145$ Pferde.

Eine weitere wichtige Frage ist, wie schnell wird eine Locomotive fahren, wenn sie einen gewissen Effect entwickelt ü eine gegebene Last fortziehen soll. Wir suchen also $V.\ p : r$

Aus H 1 ü 1 findet man wie

$$2Q(p-r) = \frac{D\pi}{2l}\left\{109+5Q+1000(Q+q)\sin\alpha\right\}$$

demnach $p = \frac{\pi}{4}.\frac{D}{l}.\frac{1}{0}\left\{109+5Q+1000(Q+q)\sin\alpha\right\} + r$

Und wenn aus der 35 H. findet man wie v

Es sei nun eine Personenlocomotive gefordert: $V = 16^m$, $p = 50000$, $r = 15000$, $v = 2{,}8$, $Q = 100$ Tonnen, $\alpha = 0$, $\frac{q_1}{q} = 0{,}4$, $f = \frac{1}{10}$

Wir haben:

1, $\frac{V}{v} = \frac{D\pi}{2l}$

2, $W = 6Q + 12q + 1000(Q+q)\sin\alpha$

3, $2vO(p-r) = WV$

4, $S' = 2Ov(t+m)(\alpha+\beta p)$

5, $T = 81{,}5\sqrt{\frac{8{,}89}{V}}\cdot S$

$q = \frac{6\cdot 100}{1000\cdot\frac{1}{10}\cdot 0{,}4 - 12} = 21$ Tonnen

$W = 6\cdot 100 + 12\cdot 21 + 0 = 852$

$O = \frac{852\cdot 16}{2\cdot 2\cdot 35000} = 0{,}0974$

α = ——— $0{,}352$

$S = 2\cdot 0{,}0974\cdot 2(1{,}05\cdot 2{,}586) = 1$ Kilogr. pro"

Weiter finden wir $\frac{D}{l} = \frac{2}{\pi}\cdot\frac{V}{v} = \frac{2\cdot 16}{3{,}14\cdot 2} = 5{,}1$, für $\frac{l}{d} = 1{,}56$ wird $l = 1{,}56\cdot 0{,}352 = 0{,}549$, denn wird der Raddurchm. $= 5{,}1\cdot 0{,}549 = 2{,}8^m$.

Es sei ferner für eine Berglocomotive $\sin\alpha = \frac{1}{40}$, $Q_1 = 100$ Tonnen, $p = 50000$, $r = 15000$, $\frac{q_1}{q} = 1$ (Alle Räder der Locom. gekuppelt.) $f = \frac{1}{10}$, $V = 12^m$, $v = 2^m$

hierfür wird $q = \frac{6Q_1 + 1000\sin\alpha Q_1}{1000 f\left(\frac{q_1}{q}\right) - 12 - 1000\sin\alpha} = 50$ Tonnen.

$O = \frac{1\cdot 12\cdot(600 + 12\cdot 50 + 1000\cdot\frac{1}{40}\cdot 100)}{2\cdot 2\cdot 35000} = 0{,}447$, α = ——— $0{,}754$ cent.

Wir sehen daß wir in solchen Fällen genötigen sind entweder $p = 60000$ bis 65000 anzunehmen oder anstatt zwei, 4 Cylinder anzunehmen in welchem Falle der Winkel derselben $= -0{,}528$ wird.

$S = 2\cdot 0{,}447\cdot 2(4{,}05\cdot 2{,}586) = 4{,}85$ Kilogr. pro 1 Secunde

Die Heizfläche wird $T = 81{,}5\sqrt{\frac{5{,}89}{12}}\cdot 4{,}85 =$

es ist $W = 4950$ Klg., $V = 12^m$ demnach

$N = \frac{4950\cdot 12}{75} = 785$ Pferdekräfte.

Ist aber $E = W.V$ (= Widerstand des ganzen Zuges mit Locom. & Tender ~~daher~~ multipl. mit der Geschw. des Zuges.)
W ist aber $= W_1 + W_2 + W_3$ (= der eigentliche Zugkraft + den Widerstand der umsonst mitgeschleppten leeren Wägen + den Widerstand der Locomotive)

$$v = \frac{S'}{2O(1+m)(\alpha+\beta p)} \quad \text{u. auch} \quad V = v \cdot \frac{D\pi}{2l}$$

Wir sehen, daß V od. v auf p dieselbe Einwirkung ausübt. Bleibt die Last dieselbe, so darf man p stark stärker als man will, man wird es nie dahin bringen, daß p sich im Cylinder ändert. Dagegen daß v hängt von S' ab, v wird in obigem Beispiel wachsen, so lange stärker geheizt wird.

Bei z.b. $O = 0{,}1$ $l = 0{,}546$ $D = 1{,}91$ $Q = 200$ Tonnen $q = 16$ $\alpha = 0°$ $\nu = 1$ $r = 12500$

$$p = \frac{3{,}14}{4} \cdot \frac{4{,}9}{0{,}546} \cdot \frac{1}{0{,}1} \cdot 1160 + 12500 = 44500$$

$$v = \frac{1}{2 \cdot 0{,}1 \cdot (1{,}05) \cdot 4{,}2} = 2{,}16 \quad \text{u.} \quad V = 2{,}16 \cdot \frac{2}{3{,}14} \cdot \frac{3{,}14}{2} \cdot \frac{1{,}91}{0{,}546} = 12^{m}$$

Wir fragen wie und bei welchem p wird $\frac{E}{S'}$ ein Max

$$\frac{E}{S'} = \frac{2O(p-r)v}{2Ov(1+m)(\alpha+\beta p)} = \frac{p-r}{(1+m)p} = \frac{1}{1+m} \cdot \frac{1}{p}\left(1-\frac{r}{p}\right) = \text{Max}$$

$$\text{u. } p = \frac{\pi}{4}\frac{D}{l} \cdot \frac{1}{O}\left(109 + 5Q + 1000(Q+q)\sin\alpha\right\} + r$$

Wir sehen daß $\frac{E}{S'}$ groß wird wenn $\frac{r}{p}$ klein d.h. p groß ist, p wird aber groß, wenn Q groß ist, es wird uns also die Locomotive mit schweren Lasten günstigere Resultate liefern als die für leichte Lasten.

Zur Bestimmung der Dimensionen einer neuzu erbauenden Maschine haben wir

$$\frac{D}{l} = \frac{2}{\pi}\frac{V}{v} \qquad O = \frac{1}{2}\frac{V}{v}\,\frac{109+5Q+1000\sin\alpha(Q+q)}{p-r}$$

und $S' = 2O(1+m)v(\alpha+\beta p)$

$$F = 81{,}5\sqrt[4]{\frac{8{,}89}{V}} \cdot S' = \text{Heizfläche des Kessels.}$$

Bei den gewöhnlichen Locomotiven ist $\frac{l}{D} = 1{,}56$ und $\frac{D}{l}$ ist bei Maschinen gleicher Art constant.

Für schnelle Locomotive ist $\frac{D}{l} = 3{,}5$

Für Lastlocomotive mit 4 gekuppelten Räder $\frac{D}{l} = 2{,}54$

u. für Rangirlocomotive für colossale Lasten $= 2 = \frac{D}{l}$

Nehmen wir nun als Beispiel eine Schnellocomotive, die im Max eine Last von 100 Tonnen ziehen u. dabei soll eine Dampfspannung von 6 Atmosphären $= 45000$ kl., $V = 12^{m}$

Ihr eigener Gewicht sei schätzungsweise 18 Tonnen also $q = 18$ und nun haben wir $\frac{D}{l} = 3{,}5$

α sei = 0 als man sehr auf horizontaler Bahn. (α=12500)

$$v = V \cdot \frac{2}{\pi} \cdot \frac{l}{D} = 12 \cdot \frac{2}{3,14} \cdot \frac{1}{3,5} = 2,18 \text{ meter}$$

$$O = \frac{1}{2} \frac{12}{2,18} \cdot \frac{1000+180+0}{12500} = 0,1 \ \square^{\text{meter}} \therefore d = 36 \text{ cent.}$$

$$l = 1,56 \cdot d = 0,562^{m} \qquad D = 3,5 \cdot 0,562 = 1,97^{m}$$

$$S = 2 \cdot 0,1 \cdot (1,05)(2,18) \cdot (2,35) = 1,07 \text{ Kilo}$$

$$\therefore \text{Friction } F = 81,5 \cdot 1,07 \sqrt[4]{\frac{8,89}{12}} = 8,15 \cdot 1,07 \sqrt[4]{0,74} = 81^{kg}$$

Beispiel für eine Rangirmaschine

Es sei $= \frac{1}{40}$ $Q = 100$ Tonnen (Minimum der Last)

Und die Dimensionen so wie wir sie nach rationeller Locomotive. q ist schätzungsweise $q = 26$ Tonnen

$V_{sei} = 8$ meter. Wird der Radsatz zu groß genommen wir δ kleiner, so nehmen wir = 50000 an

$$\alpha = 12500, \quad \frac{l}{d} = 1,56 \quad \frac{D}{l} = 2$$

$$\text{Es ist nun } v = \frac{2}{3,14} \cdot 8 \cdot \frac{1}{2} = 2,55^{m} \text{ (etwas groß)}$$

$$O = \frac{1}{2} \cdot \frac{8}{2,55} \frac{500+260+1000 \cdot \frac{1}{40} \cdot 126}{37500} = \frac{3128}{19125} = 0,164$$

$d = 46$ cent. $= 0,46$. (auf den neuesten bezüglichen Ranzen sind die $d = 0,40$).

$$l = 1,56 \cdot 0,46 = 0,718 \qquad D = 2l = 1,436$$

$$S = 2 \cdot 0,164 \cdot 1,05 \cdot 2,55 \cdot 2,59 = 2,27 \text{ (sehr viel da V sehr groß)}$$

$$\text{Demnach } F = 81,5 \sqrt[4]{\frac{8,89}{8}} \cdot 2,27 = 185 \text{ (ungefähr viel)}$$

Wird nun q durch die Lasten über kleiner, so muß man, damit die Maschine nicht ausgleitet, ein Gewicht noch auf die Maschine bringen, wie das auch auf den Ölgemaschinen durch Maschinengewichte der Fall ist.

Wir haben nun noch die Bedingungen zu betrachten welche eine Locomotive erfüllen muß, damit kein Gleiten der Räder eintritt.

Es Q_1 die größte Last in Tonnen, q die Last in Tonnen welche auf den Treibrädern liegt.

Reibungscoefficient f ist Gesammtreibungsgewicht $= 10q + 5Q_1$

Das Gesammtreibungsgewicht $= 1000 q_1 f$ $\qquad 1000 \sin\alpha (q + Q_1)$

so muß also

$$1000 q_1 f \geq 10q + 5Q_1 + 1000 \sin\alpha (q + Q_1).$$

$$\text{daraus } Q_1 = \frac{1000 f q_1 - q(10 + 1000 \sin\alpha)}{5 + 1000 \sin\alpha}. \qquad \text{V. 23}$$

ov. $q_1 = \frac{10q + 5Q_1 + 1000 \sin\alpha (q + Q_1)}{1000 f}$

u. $q = \frac{(5 + 1000 \sin\alpha) Q_1}{1000 f - 1000 \sin\alpha - 10}$ als für unsere Last Locomotive, bei welcher

$Q_1 = 100$ $\sin\alpha = \frac{1}{40}$ $f = \frac{1}{10}$.

$q = \frac{(5 + 25) \cdot 100}{100 - 25 - 10} = \frac{30 \cdot 100}{65} = 46$ Tonnen

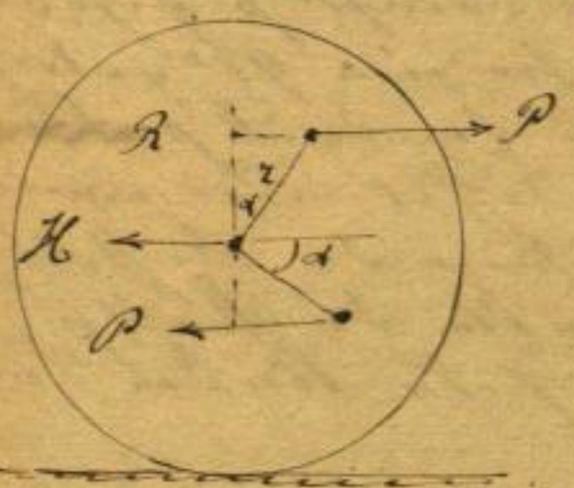
46 Tonnen ist zu schwer für $f = 10$ ist aber $f = \frac{1}{5}$

dann wird $q = \frac{30 \cdot 100}{200 - 35} = 20$ Tonnen.

S. 241 N. 281 ist eine Tabelle für die Lastgrenzen nach der Locomotive aufgestellt.

Ueber die Gleichförmigkeit der fortschreitenden Bewegung.

Die Größen die wir in Rechnung gebracht haben ist nur die mittlere. Die wirklich fortschreitende Bewegung der Locomotive folgt nur gleichförmig, sehr dann, weil nur ein Mittel genommen Kraft u. Widerstand im Gleichgewicht sind, da eben Kurbelbewegung angewendet ist.



Nach pt. des Kurbelsystems, wie in der Zeichnung, ist die treibende Kraft nicht ein für angewendete P sondern da

$P(R + r\cos\alpha) - P(R - r\sin\alpha) = R.H$

also.

$H = P\frac{r}{R}(\sin\alpha + \cos\alpha)$

wo also H die wirklich treibende Kraft ist. Ist demnach $\alpha = 45°$ ist die treib. Kr. H ein Maximum, die Kraft wird stärker sein, als der Widerst. u. ist $\alpha = 0$ wird sie < sein als der Widerst. Dieser hat also eine ungleichförmige Bewegung der Locomotive zur Folge. Diese ist aber so ungemein gering, daß man sie unmöglich bemerken kann, denn es müßte der ganze Wagentrain mit sammt der Locomotive beschl. werden u. da dieses zu viel Zeit erfordern würde, ist sie eben ganz zu vernachlässigen.

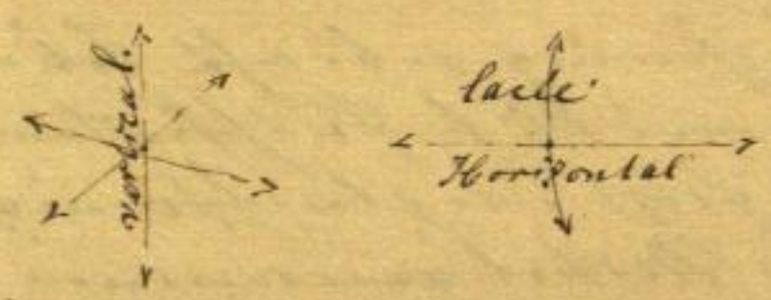
Die fortschreitende Bewegung ist die nützliche Bewegung der Locomotive, alle andern Bewegg.

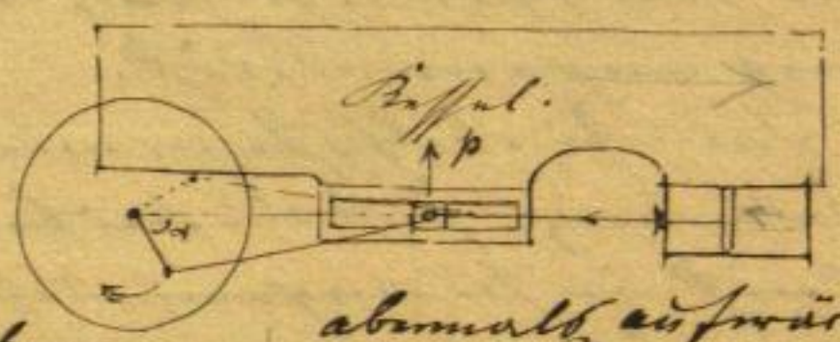
die hierbei vorkommen sind unnütz, in dem kommen aber gar viele vor.

Es sind hier vorzüglich 5 Bewegungen, außer der Fortschreitenden, die nicht blos nützlich sind, sondern die Locomotive zu Grunde richten.

Zuerst zu dieser Bewegung betreffen die Bewegungen des Kessels in Raum gegen die Axen, dann die 2 andern betreffen die Bewegungen der Locomotive auf der Bahn. Die 3 ersten Bewegungen des Kessels stellen sich in 1 sich fortschreitend, 2. auf und ab, in 3 vor und zurück, die die Franzosen die galoppirende nennen. Die 2 andern zerfallen in eine vor und zurückschwenkende der Locomotive, in eine seitwärts drehende.

(mouvement de lacet.)





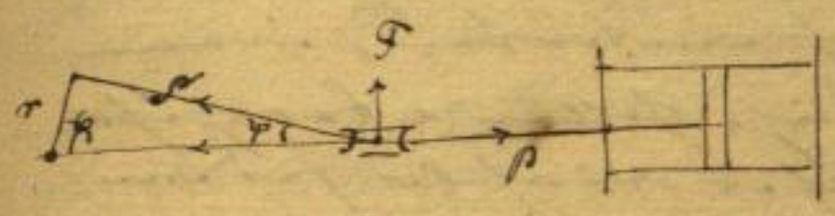
Die galoppirende Bewegung wird hervorgebracht, durch die endliche Länge der Stoßstange.

Beides die Kurbel, wird durch zieht die 4 d mit der horizontalen, so wird der ganze Kessel durch einen Druck p gehoben. Steht sie um 90° gedreht, so ist der Druck p ~~[illegible]~~ der Kessel wird niedergedrückt, abwechselnd aufwärts gehoben; das Rad ist links neben der Kessel entfernt, dadurch, daß die Angriffspunkte der Kraft p einmal auf der rechten einmal auf der linken Seite der Locomotive stattfindet.

Diese Gallopirende kann auf zweierlei Art sehr fatal nachtheilig wirkend werden:

Erstens ist diese gallopirende Bewegung, indem sie fast aufhört für das Dreirad sehr beschwerlich und hinderlich, zweitens wird durch das auf ab Schleifen der Räder an Zapfen, derselbe sehr abgenützt, und drittens wird durch die aufwärts wirkende Kraft p der Druck auf die Vorderräder vermindert, das Rad bei schneller Last leicht aus den Geleisen treten können. Dieser Umstand kann als leicht sehr gefährlich werden.

Mittel zur Wegbringung dieser gallopirenden Bewegung sind: 1. Gehörige Vertheilung der Last,



$P = S \sin\psi$, $T = S \sin\psi$

$\frac{T}{P} = tg\,\psi$, Nun ist aber auch $r \sin\varphi = l \sin\psi$

woraus $T = \frac{P \frac{r}{l} \sin\varphi}{\sqrt{1-(\frac{r}{l})^2 tg^2\varphi}}$, aber durch den andern Curbel-

stange pressen auf die Leitschienen ist da die Curbel um 90° gegen die erste nachrückt steht.

$$T_1 = \frac{P \cdot \frac{r}{l} \sin(90+\varphi)}{\sqrt{1-(\frac{r}{l})^2 tg^2\varphi}} = \frac{P \cdot \frac{r}{l} \cdot \cos\varphi}{\sqrt{1-(\frac{r}{l})^2}}$$

Vermöge dieser veränderlichen Kräfte T u. T_1 werden 3 Bewegungen der Locomotive entstehen.

1. Ein Wegen oder eine Vertikalbewegung des Schwerpunkts der Locomotive.
2. Ein Nicken oder Vor und Zurückbeugen um eine horizontale Querachse
3. Ein Wanken oder Drehung um eine horiz. Längenachse.

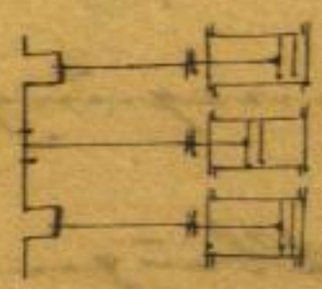
Jede dieser 3 Bewegungen besteht aus 4 bis 8 Schwingungen die nach dem Gesetz Sinus oder Cosinus vor sich gehen.

Denken wir uns eine Locomotive in Bewegung stehend seiner Bewegung und heben wir die Kräfte T und T_1 plötzlich auf, so wird die Locomotive sich ganz genau so Schwingungen machen, die wir <u>Pendel-Schwingungen</u> nennen wollen und die ganz unabhängig sind von der Geschwindigkeit der Locom. sondern nur bedingt werden durch die Massenvertheilung derselben von der Stellung und Beschaffenheit der Federn.

Das Nicken wird stark eintreten, wenn die Federn stark sind. Diese sollen aber sehr elastisch sein, es kann daher durch die Federn nicht beseitigt werden.

Das Wanken tritt um so stärker ein, je weiter die Federn auseinander sind, das heißt 1, je weiter die Spur ist; 2 wenn man die Entfernung der Cylinder klein ausfällt, 3 je größer die Schubstange im Verhältniß zur Curbel ist, 4 je kleiner der Abstand hinter dem Colben ist, d.h. je kleiner die fortzuschaffende Last ist, 5 je tiefer der Schwerpunkt der Locomotive relativ gegen die Tragräder zu liegen kommt.

Das Wanken wird ganz aufgehoben, wenn

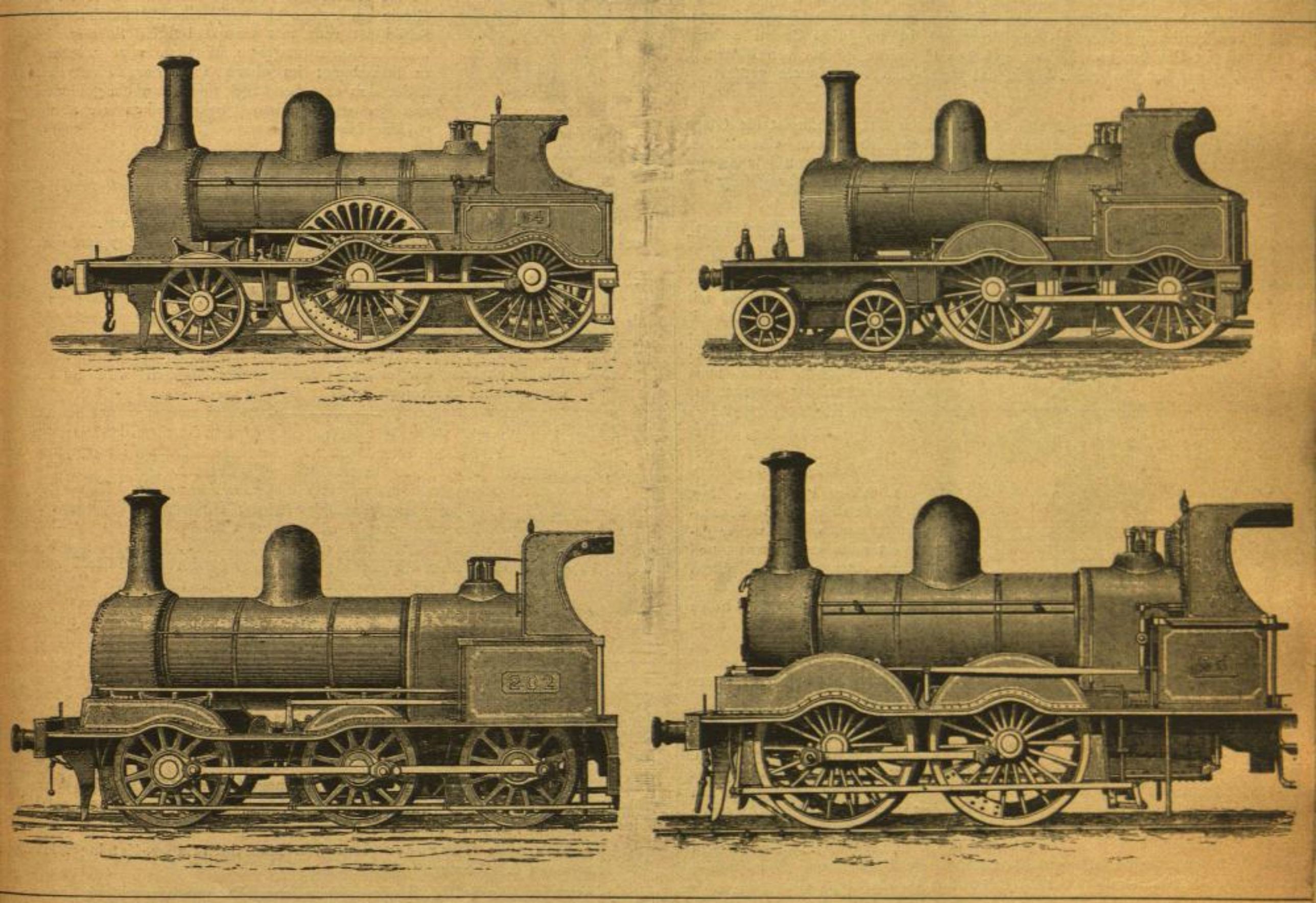


3 Cylinder genommen werden von denen zwei außen und nach einer Richtung stehen.

Das Nicken wird um so stärker je weiter die Federn der vorder und Hinterräder auseinander stehen je weiter also die Radstellung ist. Es wird ferner um so stärker je stärker die Federn sind, je mehr also Gewicht also auf den Vorder- und Hinterrädern liegt. Die Mittelräder sollen daher nie stark belastet sein, sollen also nie Triebräder sein. Die Triebräder sollen immer groß, stark belastet und hinter die Feuerbüchse gelegt werden.

Das Federmark sollte so vertheilt sein und die Federn so stark, daß alle sich um gleich viel zusammen drücken, wenn die Last auf sie zu liegen kommt.

Die Blechschienen müssen so gelegt werden daß die mittlere Position der Reibungsfläche durch die vertical Ebene geht, die man durch den Schwerpunkt der Locomotive legt; denn dann

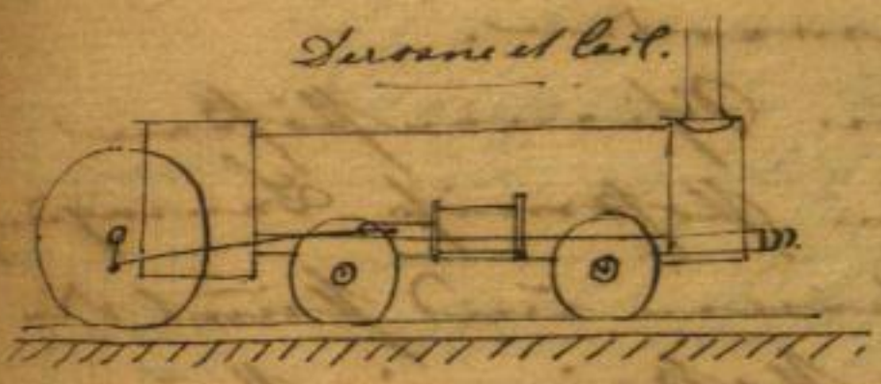


Locomotiven der Great Southern and Western Railway in Irland.

(Text siehe Seite 3.)

werden die Momente der aufwärtswirkenden Kräfte Null u. am kleinsten, das Wirken also auf's Geringste.

Die Maschine v. Crampton und insbesondere die von Dreuse et Cail in Beziehung auf das Wirken festerfori. Die Sat.



1. Treibräder hinten
2. lange Schubstangen
3. Gleitstücke unter dem Schwerpunkt des Kessels.
4. Weite Räderstellung.

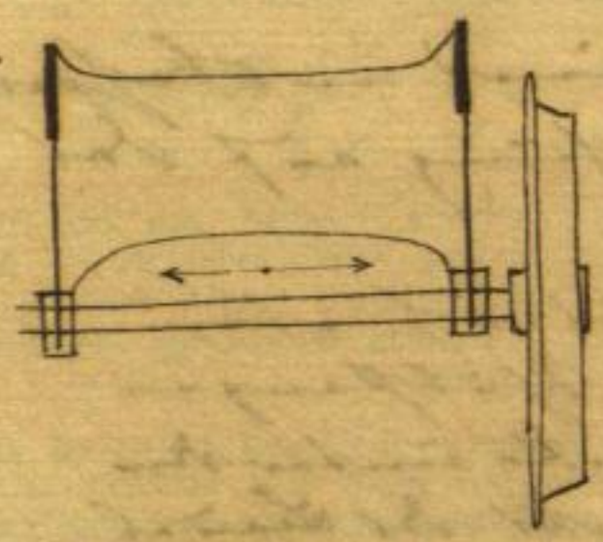
Wenn die Dauer der Umdrehung der Treibräder mit der Dauer der Grundschwingungen übereinstimmt, so werden sich die störenden Schwingungen so anhäufen, daß am Ende ein Umstürzen der Locomotive erfolgt. Um dies zu vermeiden, muß die Dauer der Umdrehung der Treibräder größer sein als die Dauer der längsten der hier vorkommenden Grundschwingungen.

Jeder Stoß eines Rades gegen die Schienen verursacht in der Locomotive ein Wogen, Nicken und Wanken. Obwohl der Stoß nur auf ein Rad also einseitig geschieht entsteht das Wanken, zugleich wird aber auch das Vorder oder Hinterteil und zugleich der Schwerpunkt des Kessels gehoben, wodurch das Nicken und Wogen entstehen.

Diese störenden Einwirkungen sind theils von der Art theils von Locomotive selbst abhängig. Auch hierfür gelten die drei Bedingungen daß erstens eine weite Spur, weite Stellung der Federn, weite Radstellung und tiefe Lage des Schwerpunktes vorhanden sein sollen.

Außer diesen verticalen Störungen, können auch bei einer Locomotive noch horizontale Schwingungen vorkommen. Es gehört hierzu das Schlingern oder Schrängeln. Dem Schlingern kann durch zwei Dinge einigermaßen abgeholfen werden, 1 durch Tieflegung des Schwerpunktes

und dem sich kurz Angegebenen: Es sollen daher nur lange Angegebenen genommen werden und man solche genommen werden müssen, sollen dieselben durch Gewichtsverände od. Auer-

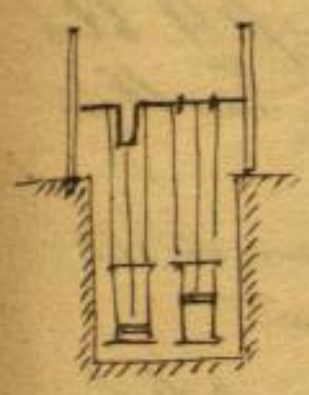


mänd verbunden und verstärkt werden.

An allen Schienenstößen entstehen stoßweise Bewegungen der Räder gegen die Schienen und stimmt die Dauer der Periode dieser Stöße mit irgend einer Grundschwingungsdauer, so können gefährliche Anhäufungen dieser Schwingungen stattfinden. Um dies zu vermeiden muß die ~~Dauer~~ Zeit, die die Locom. braucht um über eine Schienenzwischenlänge hinwegzukommen, immer größer sein, als (und zwar bei der größten Geschwindigkeit derselben) als die längste Dauer irgend einer der Grundschwingungen

so, dass die Vorderräder immer stark niedergedrückt u. nach, das etwa gerade der Schwerpunkt der Locomotive auf die Triebachse fällt.

2. Man lasse, die das Schaukeln vermindernden u. 3 rüstig Federung der Federn, so dass die Federn auf die Vorderräder fast u. an den Triebschaft angeschraubt wurden.

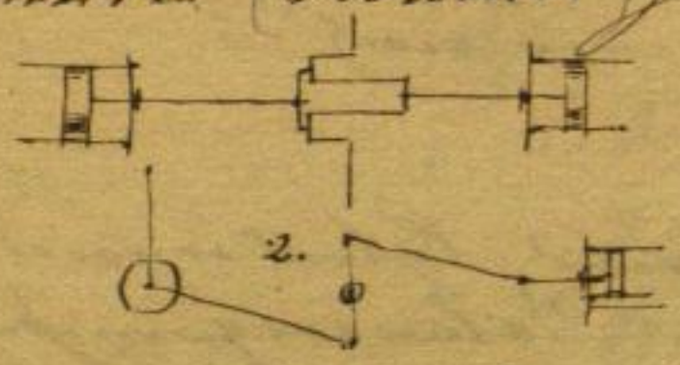


Es gibt zwar ein Mittel durch welches die galoppirende Bewegung ganz zu beseitigen wäre, nämlich, wenn man die Maschine, wie in der Seitenansicht an die Triebachse aufhängt, allein das ist nicht realisirbar, u. erfordert eine unzweckmässige Anordnung.

Nun, wenn man aber 3 Mittel genau beobachtet, so ist dieses galoppirende Bewegung sehr klein.

Die aus den 2 besprochenen Bewegungen resultirenden lediglich durch die Massenwirkungen an der Locomotive u. zwar. 1 durch die Kurbelmassenbewegung u. 2 durch die hin u. hergehenden Massen als Kolben, Schieber, Ringkopf, Excentra, Hänge etc. An der Masse der Kurbel wirkt die Centrifugalkraft. Sind sie u. vorzüglich und ebenso wirken die aus Massenbewegungen. Diese 2 Bewegungen lassen sich ganz vermeiden u. zwar durch Balancirgewichte, es muss nämlich die Kurbelage eine freie Drehungsage werden, wodurch die drehende Massenwirkung aufgehoben wird. Die zweite Massenwirkung könnte dieselbe Anordnung aufrollig vermeiden, allein dann würden die Räder abwechselnd stark u. schwach gegen die Schienen gepresst.

Oder sie kann auch durch Gegenmassen vermieden werden. (Bottner) Ist diese Wirkung durch folgende Tatsache durch Gegenkolben oder wie 2. durch eine Gegenmasse, die als Pendel aufgehängt sein können.

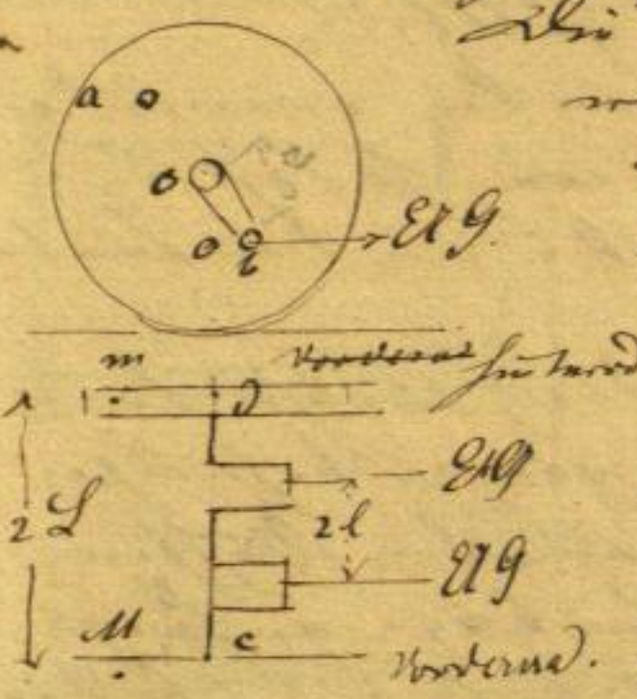


Das einfachste Mittel ist jedoch die Massenwirkungen durch Gegengewichte zu bringen. Das Verdienst hierin hat der Franzose Lechatelier, der diese Art zuerst erfolg

(Bodmer)

und geschrieben hat.

Die Last Gewicht von Kolben, Ryn etc = G



Die Massenwirkung wird also sein = ΣG wo Σ irgend eine gem. Coefficient ist. Bringt man nun in a gleichmässig an, wie b, wie Gewicht G so wird dieser gerade der Masse v. G das Gleichgewicht halten können. Da wir aber dieses Gewicht G blos an den Rädern anbringen wollen so muss sein.

$\Sigma G = \Sigma m + \Sigma M$, wo m u. M die in den Rädern nothwendigen Massen sind. Damit aber keine Drehung um c erfolgt, muss sein

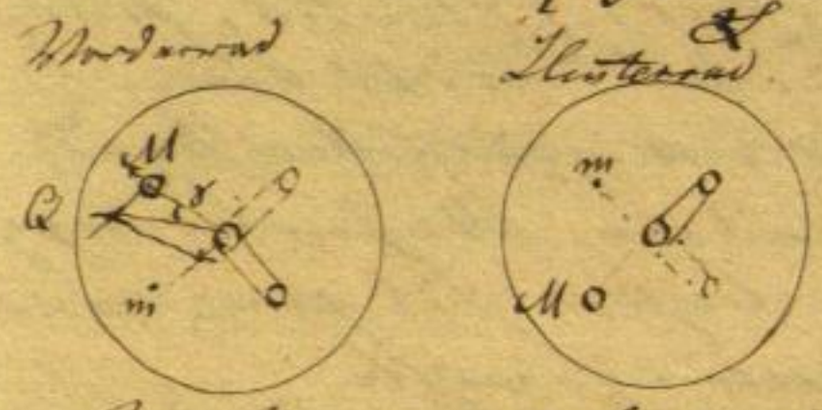
$\Sigma G(L-l) = \Sigma m . 2L$ demnach

$$m = \frac{G}{m} \cdot \frac{L-l}{2L}$$

Damit aber auch kein Druck im Drehpunkt ist

$$\Sigma G.(ML+l) = \Sigma M(2L) \text{ demnach}$$

$$M = \frac{1}{2} G . \frac{L+l}{L}$$



Es erfüllt also jedes Rad 2 Massen M + m, die dann den 2 Massenwirkungen ΣG u. ΣG an den Kurbeln des Gleichgewichts halten. Nun ist aber unzweckmässig 2 Massen anzubringen, deshalb sehen wir zu Resultirenden zu ist. $tg\,\gamma = \frac{m}{M}$ u. $Q = \sqrt{M^2+m^2}$ dieser Gewicht Q muss also $\frac{m}{M}$ mal einen Theil von M an dem Vor- u. Hinterrad angebracht werden. Nun haben wir aber $tg\,\gamma = \frac{L-l}{L+l}$, dann ist aber

$$Q = \frac{1}{2} G \sqrt{\left(1-\frac{l}{L}\right)^2 + \left(1+\frac{l}{L}\right)^2} = G \sqrt{\frac{1}{2}\left(1+\left(\frac{l}{L}\right)^2\right)}$$

Ist nun g das Gewicht einer Kurbel, u. S die Entfernung der Schwerpunkte von Mittelpkt, so haben wir noch

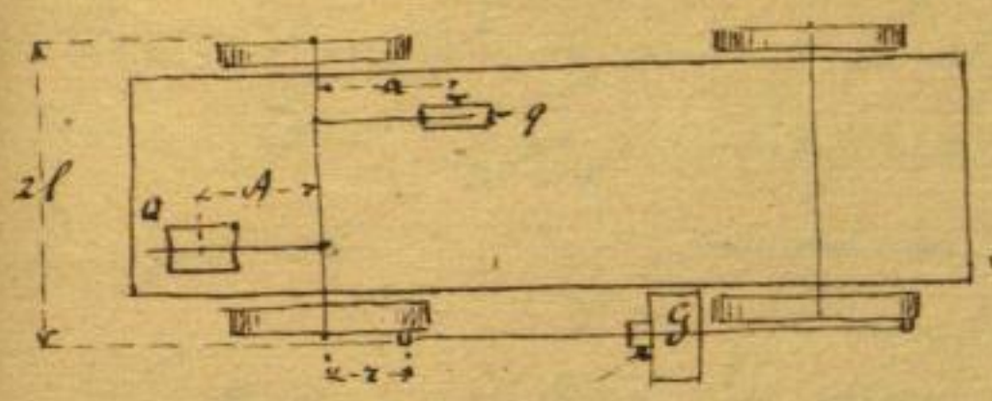
$$Q = \left(G + g\frac{S}{L}\right)\sqrt{\frac{1}{2}\left(1+\left(\frac{l}{L}\right)^2\right)}$$

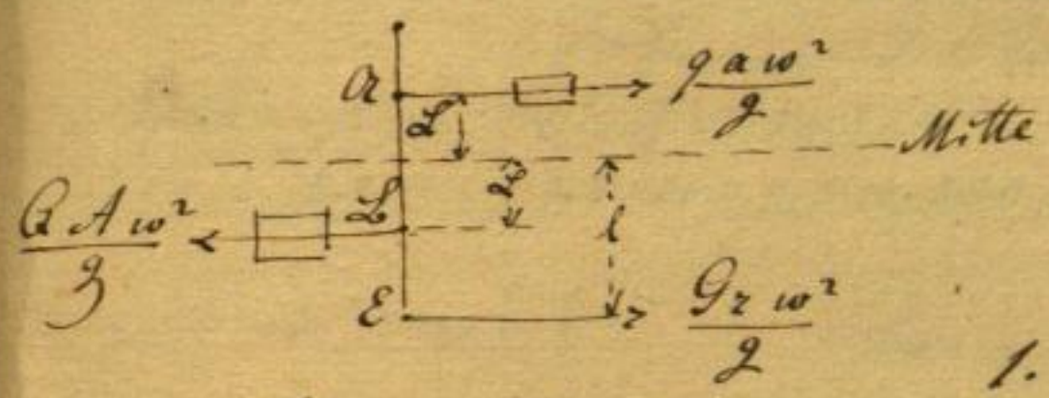
Für Maschinen für ein- oder einfach wirkend wird $l > L$ und $tg\,\gamma$ negativ u. die Balancirgewichte erhalten auf dem Orte. Die Fallen nicht innerhalb des Quadranten, wie ob m, sondern in diesem Fall außerhalb desselben. Zur Nutz folgendes

Nachtrag.

Berechnung zu untergezeichnetem Modell.

Laut Text 2L die Entfernung der Balancier-gewichte von einander; 2l die Entfernung der Stützmassen w die Winkelgeschw. a A r die halben d. Durchm. der drehenden Massen und stellen die Kräfte bei der Bewegung im Gleichgewicht sein, d.h. soll keine Drehung um irgend eine der Axen stattfinden, so müssen Statt sein.





1. Damit keine Drehung um E zustande.

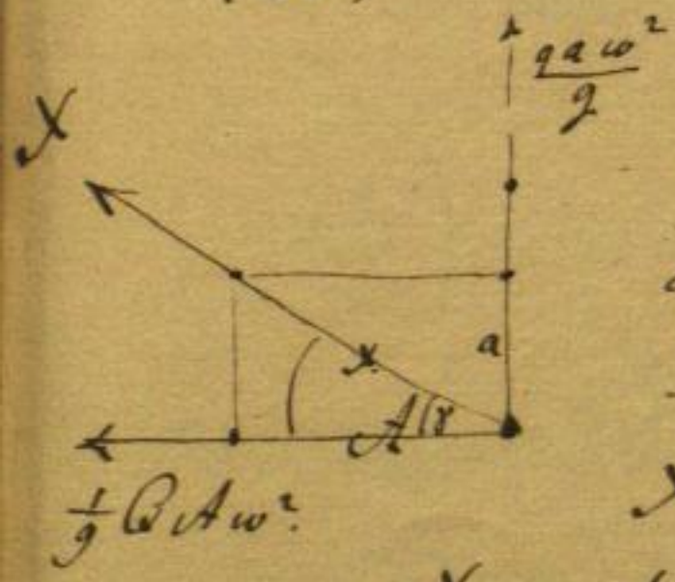
$$\frac{QA.w^2}{g}.2L = \frac{Grw^2}{g}(l+L)$$

oder hieraus. 1, $QA = \frac{Gr(l+L)}{2L}$

2. Damit keine Drehung um L erfolgt

$$\frac{qaw^2}{g}.2L = \frac{Grw^2}{g}(l-L) \text{ u. demnach}$$

2, $qa = \frac{1}{2}\frac{Gr(l-L)}{L}$; hieraus können Q und q berechnet werden, wenn A, a u. r angenommen werden. Will man beide Massen in einer vereinigen, so hat man zur Berechnung der (X) die Gleichungen:



$\frac{1}{g}Xxw^2\cos\gamma = \frac{1}{g}QAw^2$ (1 und

$\frac{1}{g}Xxw^2\sin\gamma = \frac{1}{g}qaw^2$ (2 woraus

$tg\,\gamma = \frac{qa}{QA} = \frac{l-L}{l+L}$ oder auch.

$Xx = \sqrt{Q^2A^2+q^2a^2}$ u. substituirt

$$Xx = \frac{1}{2}Gr\sqrt{\left(\frac{L+l}{L}\right)^2+\left(\frac{l-L}{L}\right)^2}.$$

139.

Beispiel. Für eine Locomotive mit einem liegenden Cylinder ist. $G = 136$ Kilo, $g = 95$ ~~Kilo~~ Kilo, $\varrho = 20$ cent., $l = 40$ cent. $L = 75$ cent. $r = 25$ cent. dafür bekommen wir.

$$Q = \left(95 \cdot \frac{20}{25} + 136\right)\sqrt{\tfrac{1}{2}\left(1 + \left(\tfrac{40}{75}\right)^2\right)} = 170 \text{ Kilo.}$$

Auf jedes der Räder wird demnach 170 Kilogr. angeben.

$$\operatorname{tg} \delta = \frac{L \cdot l}{L + l} = \frac{35}{115} = 0{,}3 \qquad \delta = 17^0$$

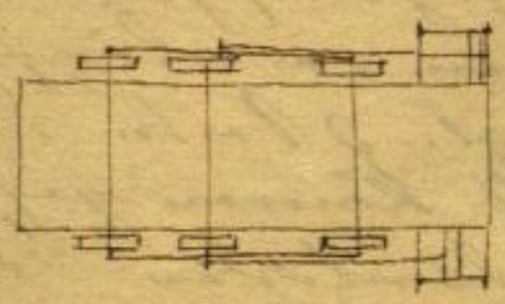
Für eine andere Locomotive (auf der bad. Eisenb.) ist Durchm. d. Kolben = 35 cent.

Volumen d. Kolben = $35^2 \cdot \frac{3}{4} \cdot 12 = 11025$

Kolbenstangen $(6^2 \cdot \frac{3}{4} \cdot 130) = \ldots\ldots\ldots\ldots\ldots\ldots 3510$

Schubstangen $(5 \cdot 8 \cdot 200 + 5 \cdot 10 \cdot 350) \ldots\ldots\ldots\ldots\ldots\ldots 25500$

Volumen 40035



Gewicht $= 4 \cdot 75 = 300$ Kilo.

Durchbrüche $\left\{\begin{matrix} 15^2 \cdot \frac{3}{4} \cdot 20 \\ 15^2 \cdot \frac{3}{4} \cdot 30 \end{matrix}\right\} = 10000$ c. cent.

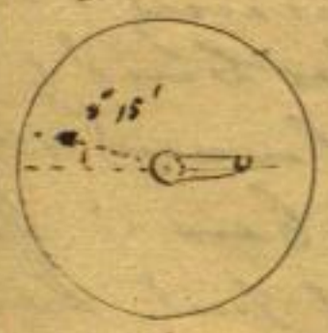
Gewicht $= 72$ Kilo:

Es ist demnach $G = 300$ $g = 72$ $\varrho = 30$ cent. $r = 30$ $l = 1{,}15^m$, $L = 84$ cent. $l = 115$ cent.

$$Q = \left(72 \cdot \frac{30}{30} + 300\right)\sqrt{\tfrac{1}{2}\left(1 + \left(\tfrac{115}{84}\right)^2\right)} = 372 \cdot 118 = 439 \text{ Kilo}$$

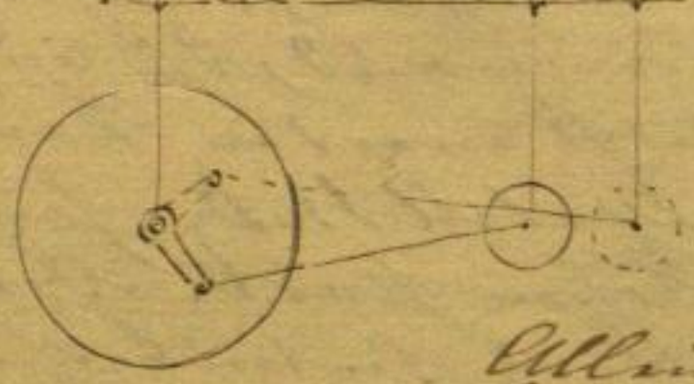
Es müsste also jedes der Räder ein Gewicht von 146^{kg} erhalten. u. die Tangente

$$\operatorname{tg} \delta = -\frac{29}{197} = -0{,}146 \quad \text{u. } \delta = -8^0 15'$$



Wir sehen, daß hier bei den äußerliegenden Cylindern die Gewichte außerordentlich groß werden.

In Würtemberg hat man um diesen etwas abzuhelfen die Schubstangen äußerst schwach construirt, so daß sie geringere Massen erhalten.



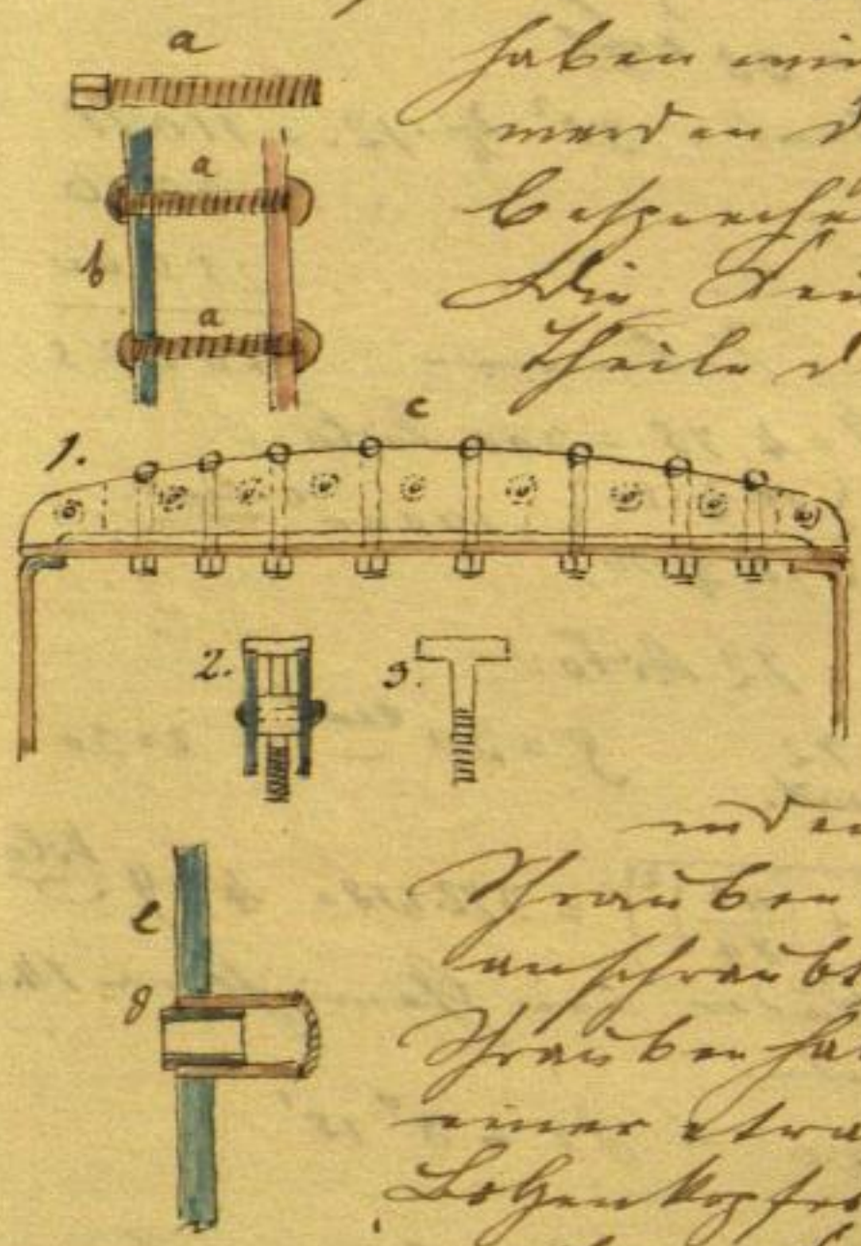
Früher wollte man diese Gegengewichte durchaus fängen der gegenen Seite. Es können, so daß diese, wenn sie schnell rüttig fängt

Allein bei einer so enormen Masse sind diese Bewegungen keine rechtbalancirten so gering, daß man die rüttigen Gew. u. in Fuden wird. Redtenbacher schlägt vor statt dessen nur

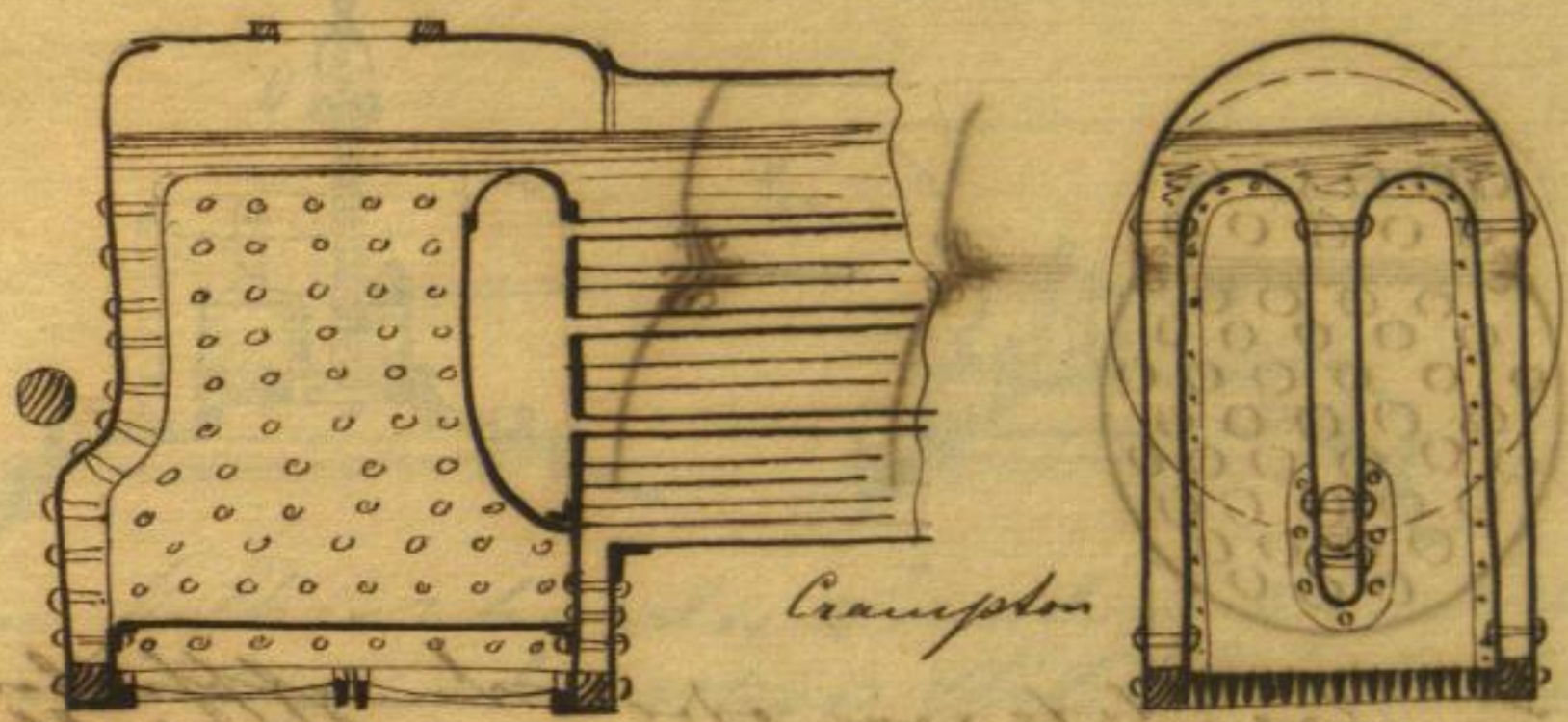
Die Laufräder mit den Massen, als Gewichte angebracht, die man mit Faden aufhängt, frei schweben zu lassen. Diese Versuchen bringt natürlich heftigen Schwankungen hervor, ist überdies viel einfacher in der Disposition, auch braucht hier die Räder nicht durch Dampf getrieben zu werden, sondern durch einen beliebigen Kraft, da ja dieser Massenschwerpunkt gleich in Bewegung dank ist von dem Motor.

Construktion des Kessels.

Die Construktion des Kessels im allgemeinen haben wir schon durchgenommen, wir werden daher hier nur einzelne Details besprechen. Zuerst die Feuerbüchse.

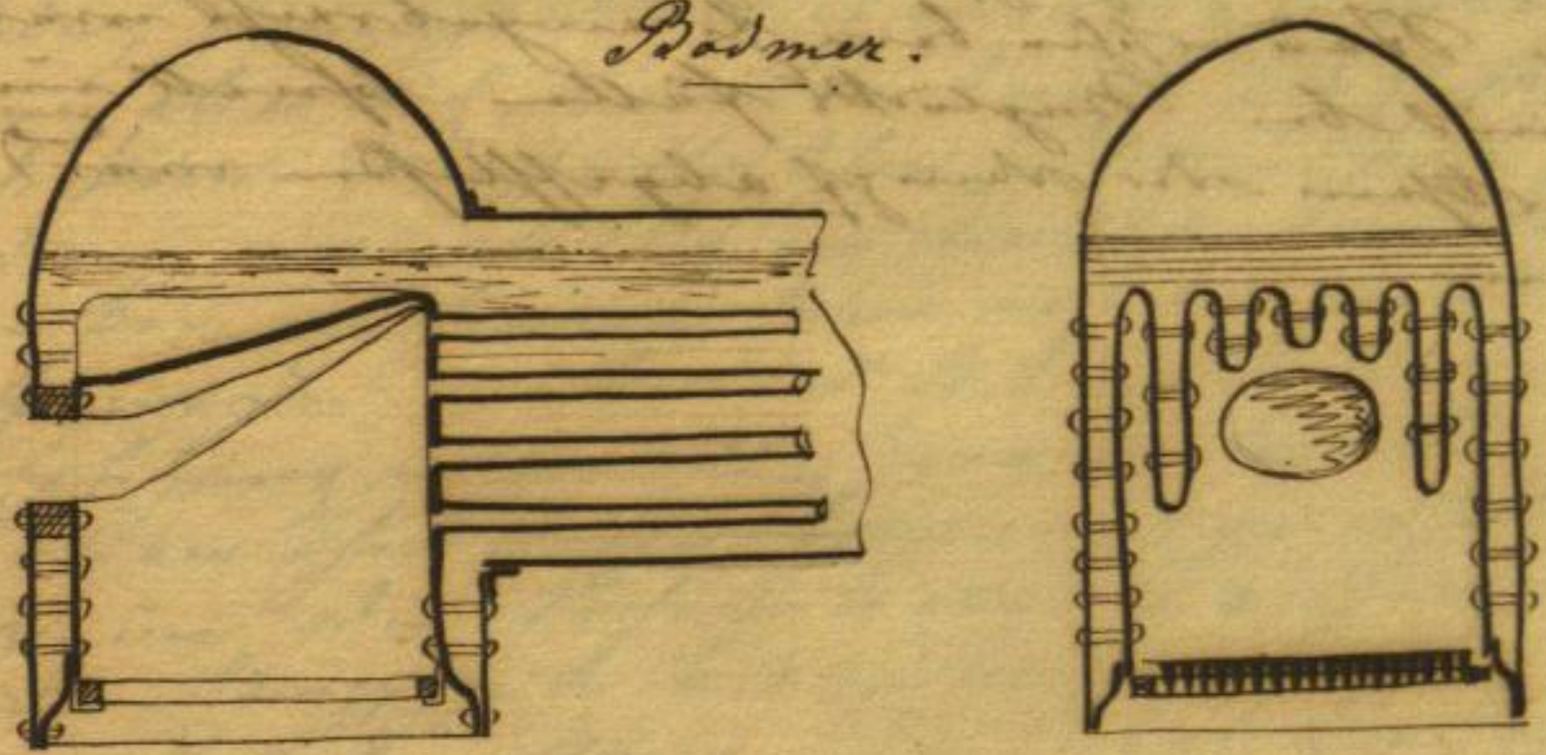


Die Feuerbüchse, sowie überhaupt alle Theile die Hitze ausgesetzt sind werden von Kupfer angefertigt. Die Seiten der Feuerbüchse können gegen Zerbrechen durch den Dampfdruck leicht gesichert werden indem man sie mit Stiftschrauben a an die äußere Kesselwand anschraubt, i vernietet. Diese vernietete Schraube haben den Vortheil, daß bei einer etwaigen Wegbrennung des Lehmkegels dennoch ein Verband zwischen Feuerbüchse i Kesselwand vorhanden ist. Die 2 andern Wände, die oben i die ~~[illegible]~~ in welche die Röhren befestigt sind, können auf diese Weise nicht befestigt werden. Die obere Wand wird daher durch starke Schmiedeisen Barren c, die wie oben aus 2 Teilen bestehen können damit man keine Löcher für die Teilen zu bohren hat, stark angestrickt. Die Röhren werden, die auf diese Weise nicht gut angestrickt werden kann, durch ein dickstärkeres Metall d dicke, sowie noch durch die Verbindung der Röhren stark. Diese Verbindung geschieht nämlich durch Eintreiben von Keilen f, die aber eine dicke sind, so daß die Röhren fest i dampfdicht an die Wände angezogen wird. Die Röhren selbst bestehen meistens aus Kupfer, Messing, od. Eisen.

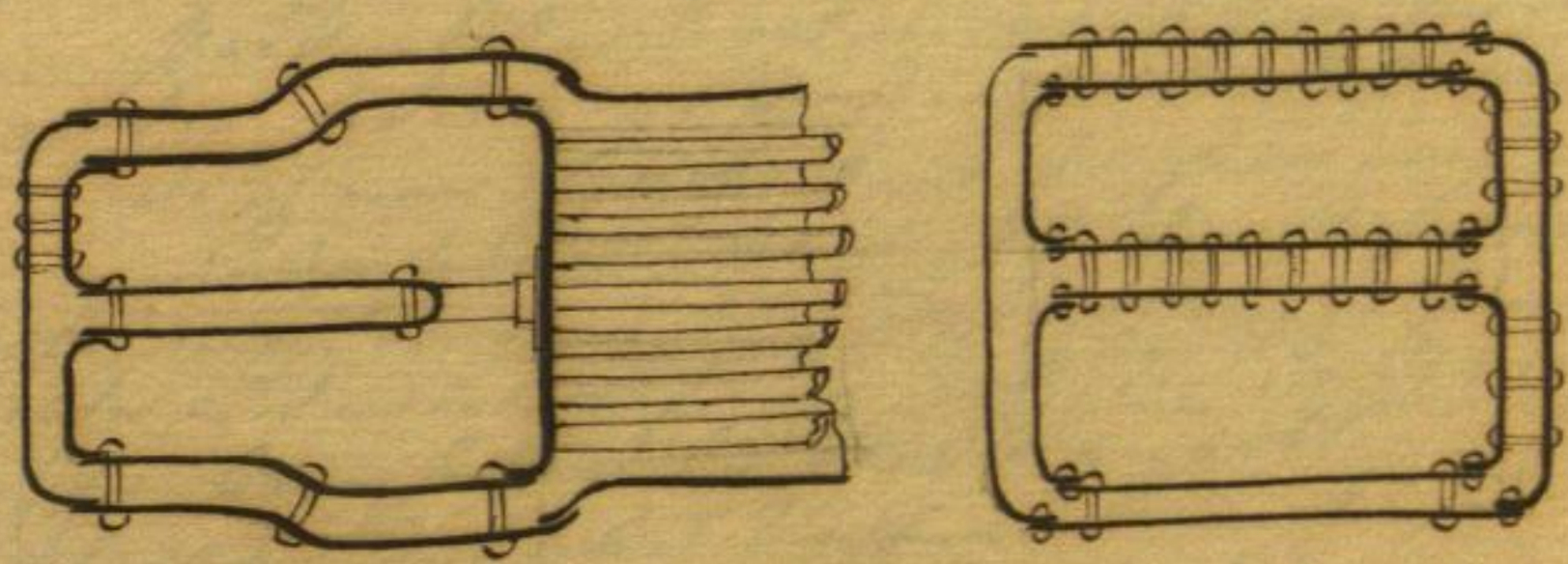


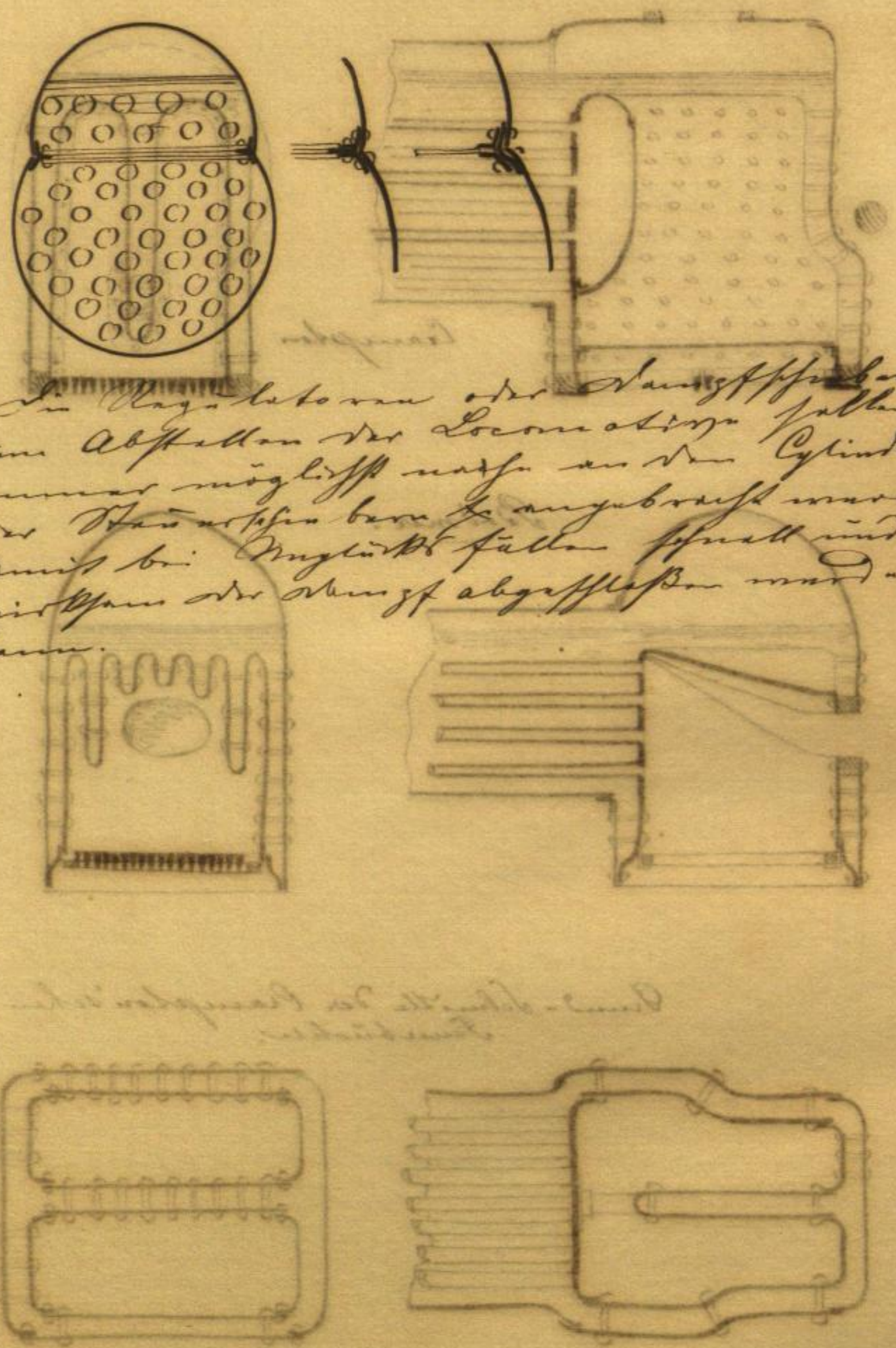
Crampton

Bodmer.



Rund-Schnitte der Crampton'schen Feuerbüchse.





Die Regulatoren oder Dampfschieber zum Abstellen der Locomotive sollen immer möglichst nahe an den Cylinder oder Steuerschieber angebracht werden, damit bei Unglücksfällen schnell und nicht der Dampf abgeschlossen werden kann.

Construction der Axen u. Räder.

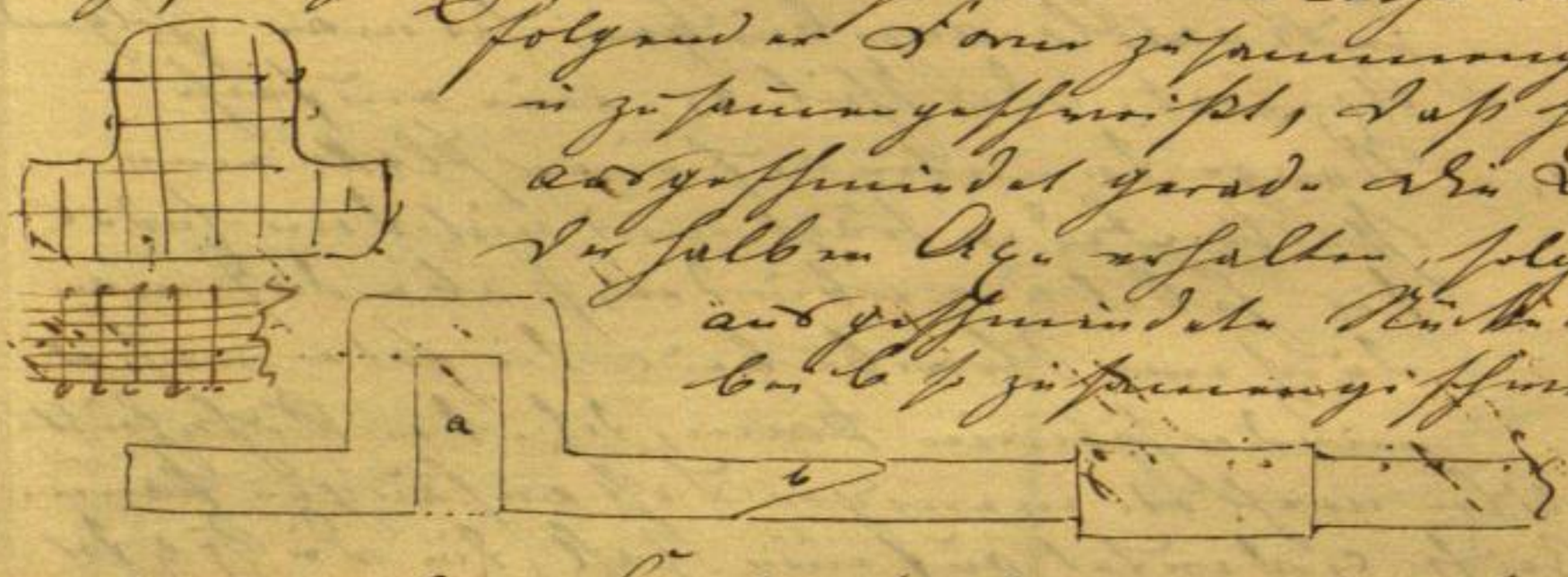
Man sieht leicht ein, daß diese von der allergrößten Wichtigkeit ist, da ein Axenbruch immer ungeheuer Nachtheil bei einer Fahrt verursacht.

Diese Axen werden von äußerst sorgfältig geschmiedeten Eisen gefertigt. Ist eine Axe angefertigt, so wird sie auf sehr genaue Weise probirt, indem man ihren Blatte von einer bedeutenden Höhe auf sie fallen läßt, so daß die Axen sich über ihre Elasticitätsgrenzen biegen müssen. Brechen sie bei dieser Probe nicht, so ist man zufrieden.

Die Axen werden aus verschiedenen Arten verfertigt, entweder aus abfälle, die zu Bündeln zusammengebunden u. geschweißt, u. nun dann ihnen bearbeitet.

Besser aber ihnen werden diese Axen aus Nabeisen verfertigt. Es werden zu diesem Zweck dünne Eisenstangen zu Bündel zusammengebunden u. geschweißt u. dann bearbeitet. Diese Verfertigungsart hat den großen Vortheil, daß man gegen Brüche in den Axen gesichert ist.

Die Zirbelaxen werden auf folgende Art angefertigt. Es werden so viele Blech von folgender Form zusammengebunden u. zusammengeschweißt, daß sie ausgeschmiedet gerade die Länge der halben Axe erhalten, welche aus geschmiedete Mitte wurde bei es zusammengeschweißt, so



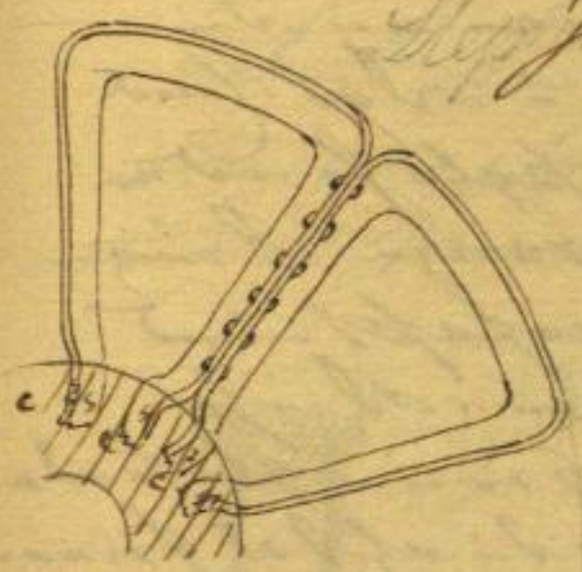
daß die Zirbel-Stücke unter 90° stehen. Jetzt wird die ganze Axe gedreht, gehobelt, ausgestochen, u. noch völlig ausgearbeitet.

Was die Räder betrifft, so gibt es solche, die ganz aus Gußeisen u. blos die Bandagen schmiedeisen sind, 2 wo die Naben aus Gußeisen u. alles andere Schmiedeisen ist. 3 bei welchen alles von Schmiedeisen ist. Bei den schmiedeisernen Rädern mit blos gußeisernen Naben, werden die Arme in der Form, wie die Zeichnung angibt

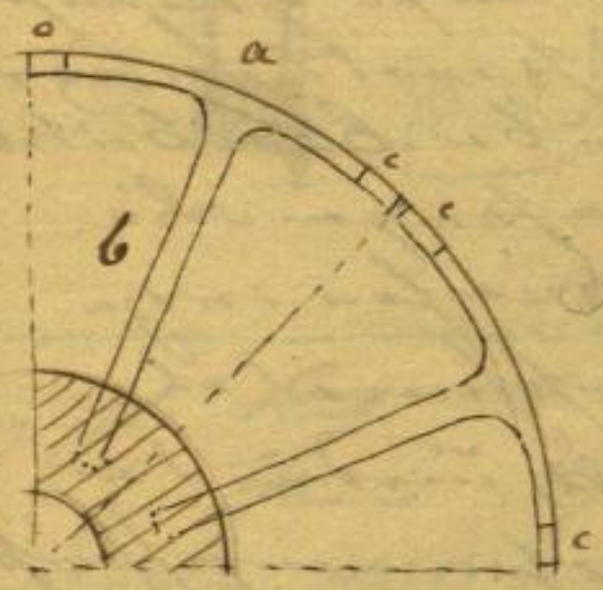
Redtenb. bemerkt daß Kanonenmetall für Locomotivaxen vielleicht ein vorzügliches Metall sein dürfte, da dasselbe wie Glocken- und Kanonen beweisen den Stößen außerordentlich gut widersteht. Man hat der Kostenpunkte halber probirt Lagern von Schmiedeisen zu machen, die Proben beweisen aber, daß diese lange nicht das aushalten, was messingene aushalten können.

Die Meinung, daß die Axenbrüche durch das Krystallinischwerden des Eisens entstehen hält R. für irrig und glaubt daß dieselben nur durch Ansammlung von Vibrationen an einer Stelle und zwar an Einschnitten und Querschnittsveränderungen, entstehen. Die Form des Bruchs und der Bruchfläche hält R. für ganz abhängig von der Art und Weise wie und unter welchen Umständen der Bruch erfolgt.

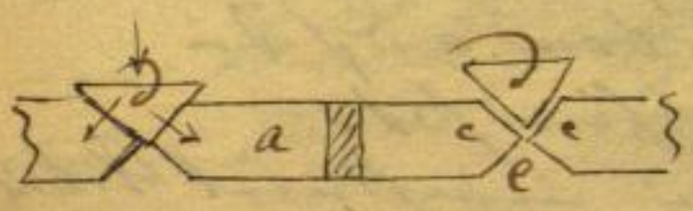
Es ist bei der Verzeichnung der Axen eine allgem. Regel zu beobachten nämlich alle schnelle Querschnittsveränderungen an denselben zu vermeiden.

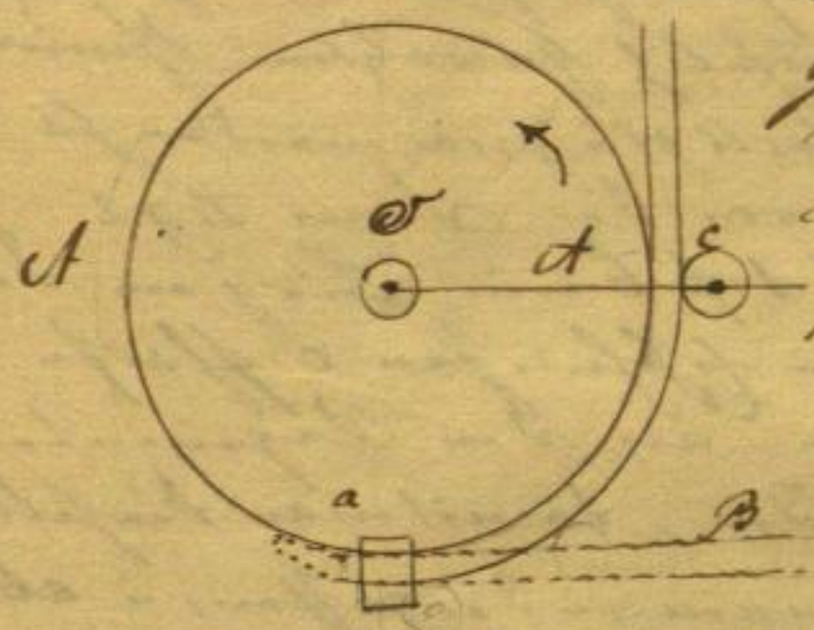


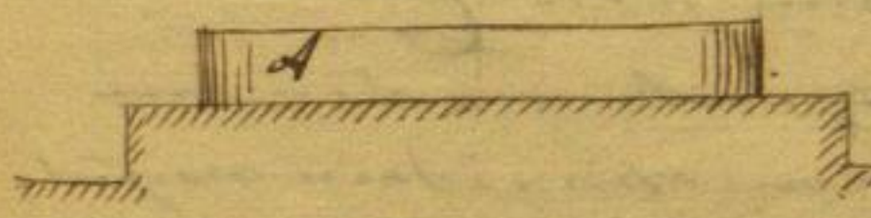
Jeder aus einem Barren gebogene Reifen Barren, nachdem sie so gebogen sind werden in einen cylindrischen Form gut eingepaßt, die Nägel c nun, die eingeschmiedet werden sollen, werden mittelst Eisen Stäben so genau gelegt, so wird nun die Nabe eingegossen. Die Arme selbst werden dann noch mit einander verschraubt. Das ganze wird nun an der Peripherie abgedreht und nachher, auf jede untere Seite beider Art mit dem Fürkranz versehen.

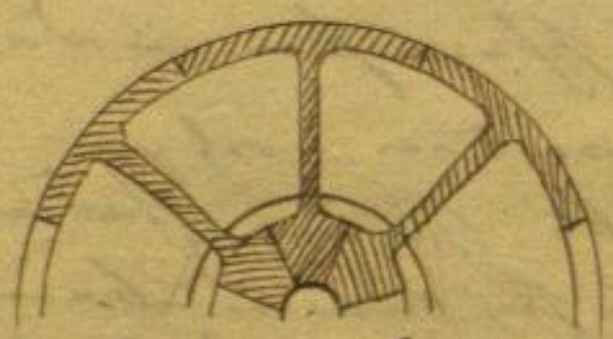


Eine solidere aber aufschwere Art ist die Scharpische. Jeder Arm b ist hier gleich mit einem keilförmig zugeschnittenen Segmentstück versehen. Diese Stücke werden abwechselnd mit oben in einen gehörigen Form genau eingepaßt und mit der Nabe zusammen gegossen. Die Keilform c, die abwechselnd keilförmige Zwischenräume e lassen wird durch Keile d im Innern zusammengeschoben, wodurch nun ein geschlossener Peripherie entsteht, die vollständig abgedreht wird.









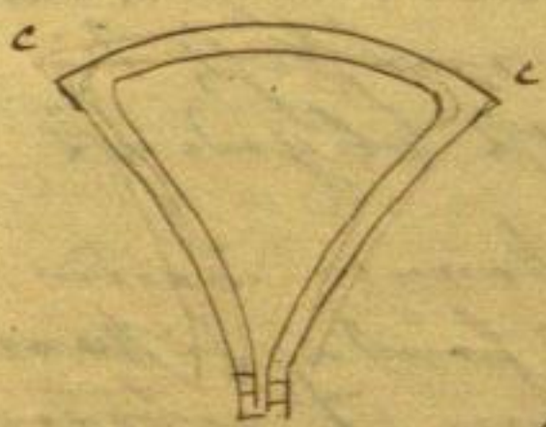
Die Fürkränze werden im weißglühenden Zustande in eine Form A gebogen, die der Peripherie der Räder entspricht. Die weißglühenden Barren B werden zu diesem Behufe an einer Welle a mit einer Klemme befestigt und dann durch eine Rolle c, die an einem langen Hebel sich arbeiten

Nun O Feuer gedrückt wird genau an die Form angebogen. Der Anfang u. das Ende der Lamen werden noch im Feuerflüssigen Zustand zusammengeschweißt, der ganze Ring wird nun mit Zangen gefaßt und über die Segmentstücke gezogen. Dieser Ring muß gerade so groß sein, daß er im glühenden Zustand noch darüber geht, so daß er die ungefähr fertigen Abschnitten mit Wasser vor ganz aufs Genauste zusammenschließt. Ist das Rad so weit fertig, so wird es abermals abgedreht u. über bearbeitet. In neuerer Zeit hat man auch angefangen die Räder ganz aus Schmiedeisen zu machen wozu dann Segmente wie Fig 4 geschmiedet werden, jedes zusammen gelegt, und in der Mitte glühend mit einander zusammengeschweißt aufwendet noch zum besseren Verband auf die mittlere Stärke Schrauben angeschraubt.

Die Verfahren ist sehr schwer u. nur selten Arbeit. Man hat es bis jetzt nur auf kleinere Räder ausgedehnt.

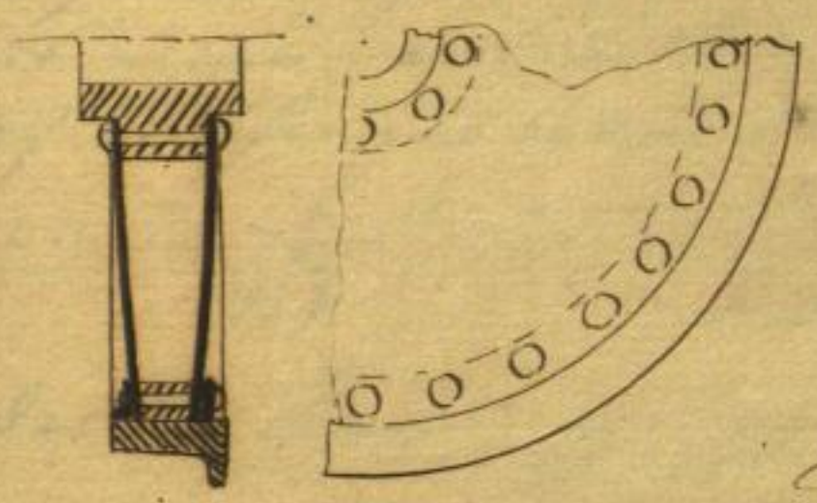
Fig 2.

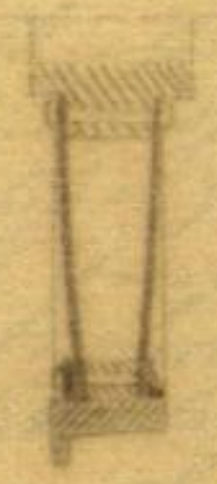
Die Räder für Schienenwägen werden gewöhnlich gewalzten Schmiedeisen verfertigt: gewöhnlich werden sie in Stücke von der Form Fig 2 gewalzt, so daß 6 mit Liegen der Arme die Schweißen c starke Rauten an den Segmenten bilden, damit man dieselben genau aneinander schweißen, u. ab-



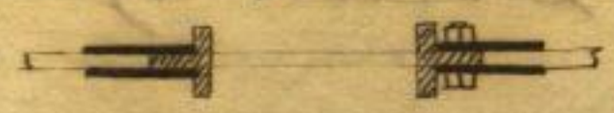
Dieses kann, die Enden dieser Segmente werden wie bei den Locomotivrädern mit zum besseren einschweißen in das Gußeisen der Nabe. Auch werden noch zur besseren Verbindung mit der Nabe, so die Enden Verbiegungen eingefeilt, die sich dann beim Eingießen mit Gußeisen füllen und dadurch die Arme noch mit der Nabe verbinden

Bei der Construction der Räder und überhaupt beim ganzen Locomotivbau und Schienenbahnen geht man darauf aus alle künstlichen Verbindungen mit Nieten und Schrauben durch Molekulare Verbindungen zu ersetzen. Anstatt zwei Stücke aneinander zu schrauben od. nieten geht man immer, wo es nur immer angeht dahin Stück zusammen zu schmieden oder zu giessen. Schrauben gehen los und Nieten arbeiten sich nach und nach aus und lassen im kleinsten Spiel der zwei Stücke gegeneinander zu.





Grund-Schnitt der Axengabeln

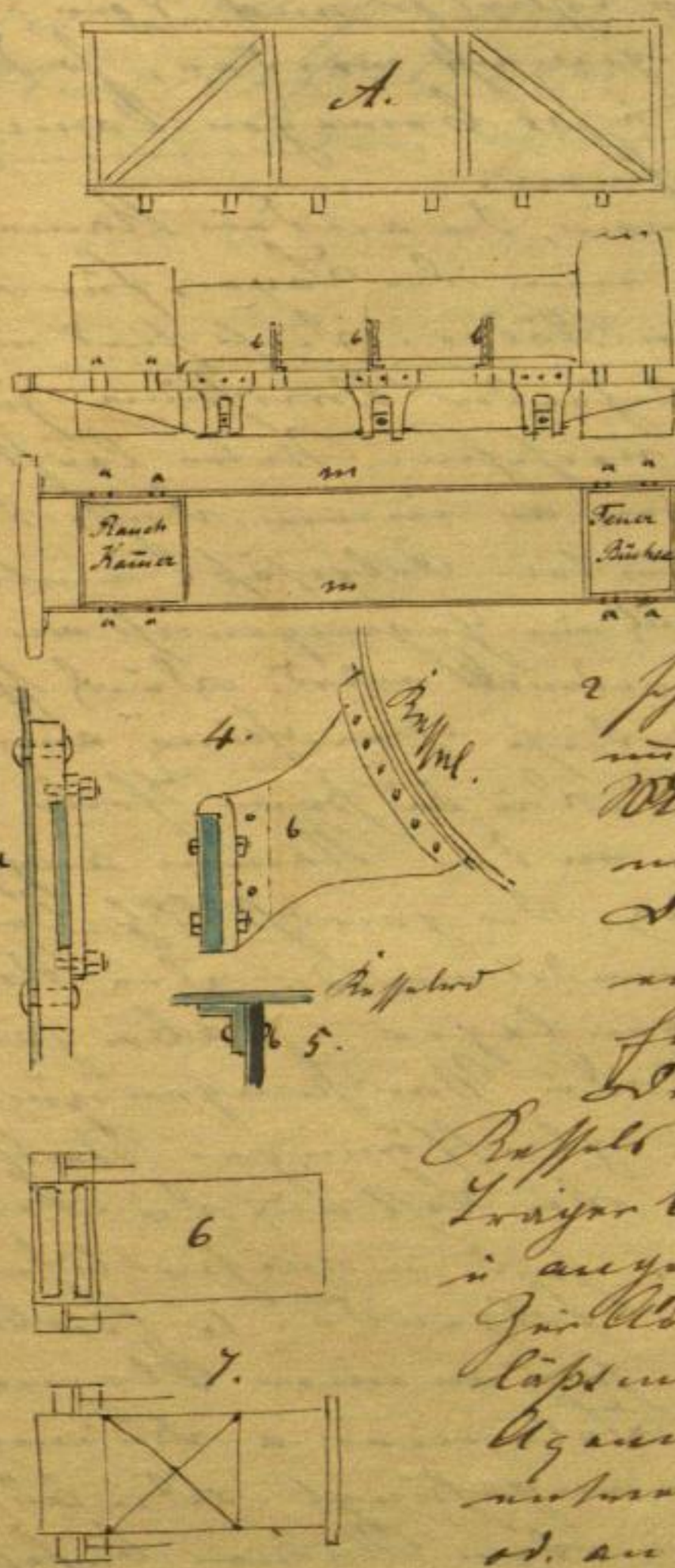


Vertical Schnitt durch die Gabel.

Bau der Wagenrahmen.

Betrachten wir zunächst die Wagenrahmen der Personenwagen, so bestehen diese im wesentlichen aus einem aus Balken anfertigten Rahmen cc auf welchen zur Aufnahme der Last noch vier Querhölzer gelagert werden.

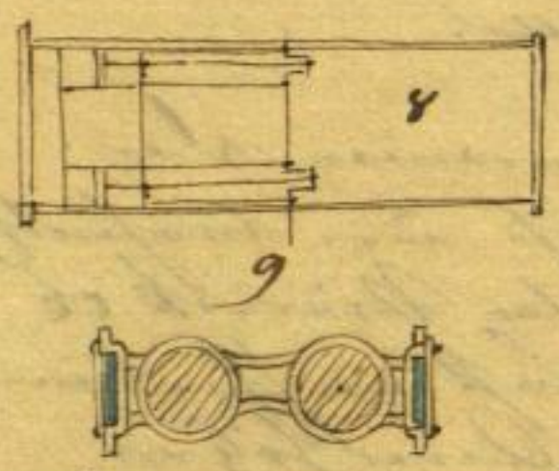
An diesen Rahmen, das der Rahmen genannt wird befestigt man nun die Zapfen der Achsenuntersätze bb, in welchen die Lager der Achsen auf- u. abspielen können. Das Oberteil der Personenwagen besteht zum mindestens aus einem Gerüst wie Fig. 1 zeigt.



Zu Rahmen der Locomotive bestehen gewöhnlich aus 2 schmiedeisernen Longen m und 2 Querhölzer n n. Mit diesen Rahmen ist eine die Rauchkammer u. die Feuerbüchse durch eine Verbindung wie Fig. 2 zeigt fest verbunden.

Der übrige Teil des Kessels wird durch Verbindungsträger b an den Rahmen gehängt u. angeschraubt.

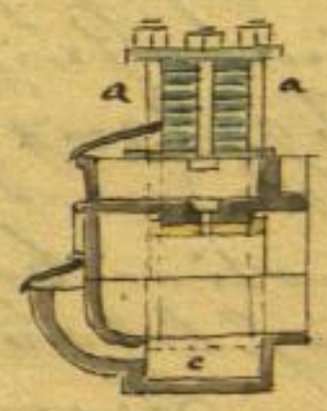
Zur Abstützung der Rahmen läßt man unter an den Achsenuntersätzen, die hier untereinander an m angeschraubt od. an m selbst angeschnitten sein können, schmiedeisene Stangen b b zu den Querhölzern n gehen wie Fig. 1 zeigt. Gegen horizontale Verschiebung bringt man unterhalb



wie Fig 6 Gußeisernen Zwischenrahmen an, od. wie Fig 7 schmiedeisernen diagonal Streben. Die letztern braucht man jedoch nur bei nicht an die Axen gehängten Maschinen.

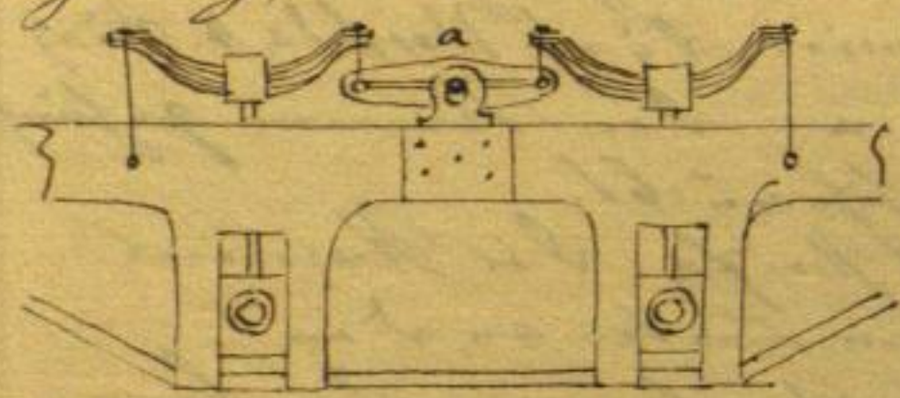
Hängt man die Maschine an die Axen wie Fig 8 so ist der Rahmen gar nicht, hat also auch keine Bestrebung sich diagonal zu verschieben. Die lose Verbindung der Cylinder mit dem Rahmen könnte wie 9 gemacht werden, so daß der Rahmen sich leicht für in der Bewegung Lauf der Maschine mitzu nehmen.

In den Rahmenstrebenen, die an den Rahmen befestigt sind, laufen nun die Lager, für die Zapfen der Räder. Diese sind mit nebenstehender Vorrichtung zur Schmierung versehen. Unter läuft der Zapfen an einem Docht, der in das untere Oelgefäß eintaucht und durch ein Federgewicht an den Zapfen gedrückt wird. Durch Schmiedeisernen Streben wird diese Vorrichtung an die Federn a a angehängt. Die äußern Theile der Federn werden dann an den Rahmen angehängt.



Abgesehen die Anordnung, die gewöhnlich bei Locomotiven angewendet wird. Die Vorrichtung bei den Locomotiven ayen Lager ist aber ganz ähnlich.

1.



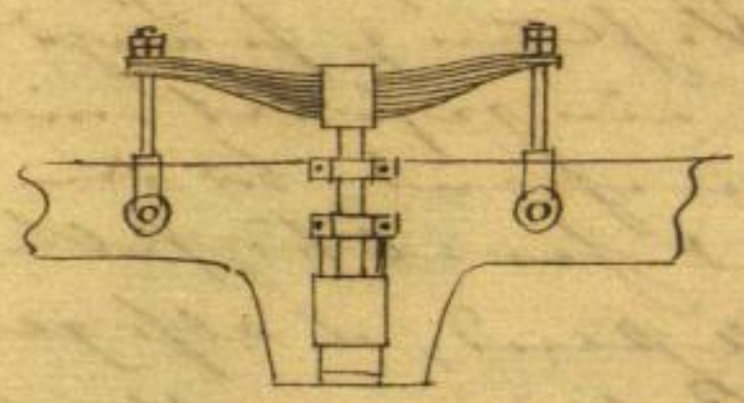
Die Vorrichtungen zur gleichförmigen Vertheilung der Last auf die Federn, sind im wesentlichen folgende: 1. sind bei sind an einem Planum Balancier a die immer Tragstangen der Federn angehängt. Die äußern sind wie gewöhnlich an dem Planum befestigt. Die erstere vorrichtung wird erzielt, daß, wenn a gleichsamig ist, der Druck auf die eine Axe gerade so groß sein muß, wie die auf die andere.

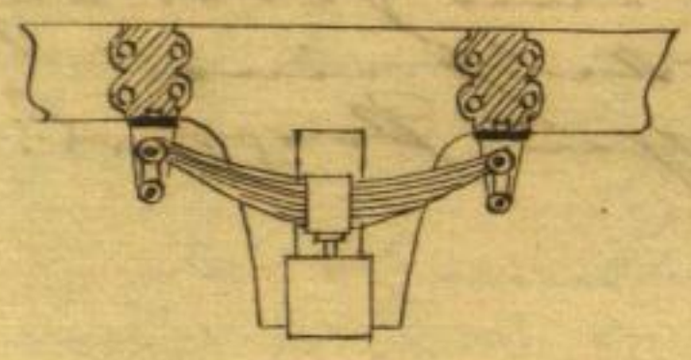
Axenbüchsen.

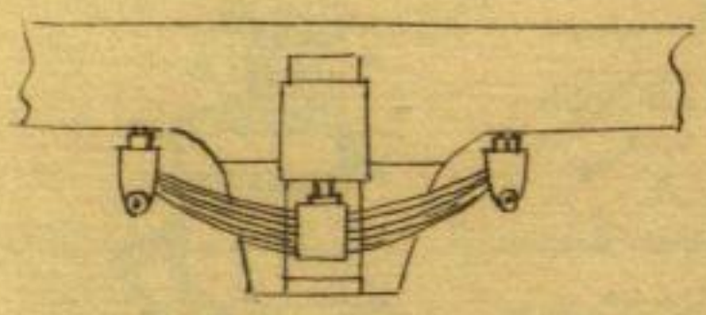
Die neueren Construct. der Axenbüchse gehen darauf aus die Oehlung so anzubringen daß der Zapfen nur dann eingefettet wird, wenn sich derselbe dreht, während bei den älteren das Fett fortwährend herabtröpfelte wenn der Zapfen auch stillstand, es also gar nicht nöthig war. Die Oehlung geschieht bei den neueren von unten und zwar entweder mittelst eines durch eine Feder angedrückten Dochtes oder mittelst eines schwimmenden cylindrischen Propfens.

Axenbüchsen.

Die neueren Construct. der Axenbüchsen gehen darauf aus die Oelung so anzubringen daß der Zapfen nur dann eingefettet wird, wenn sich derselbe dreht, während bei den älteren das Fett fortwährend herabtropfelte wenn der Zapfen auch stillstand, es also gar nicht nöthig war. Die Oelung geschieht bei den neueren von unten und zwar entweder mittelst eines durch eine Feder angedrückten Dochtes oder mittelst eines schwimmenden cylindrischen Pfropfens.





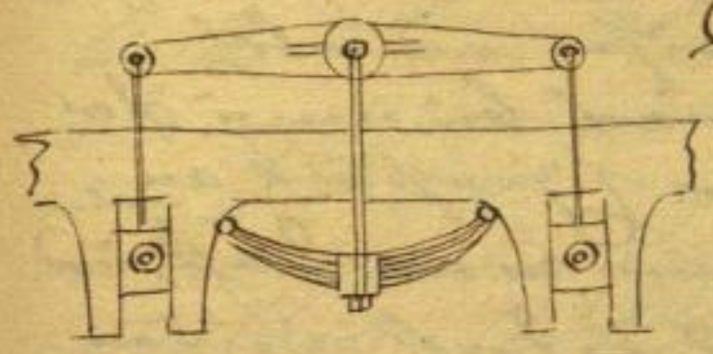


Redtenbacher fand durch gründliche Untersuchung, daß die Federn nun nicht zu klappen, und alle gleich stark in Anspruch genommen zu sein folgende Eigenschaften haben müßten.

1. daß alle Federn gleiche Stärke haben müßten

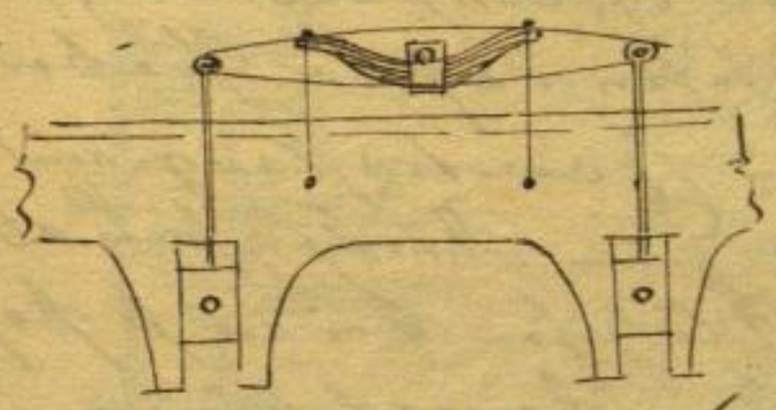
2. daß die Differenz der Spannungen zweier Schienen für alle Schienen constant ~~ff~~ sein müß. und zwar zwischen den Marken o und $\frac{P}{n}$ liegen müß.

denn der Hebel a wird nicht im Gleichgewicht sein, wenn der Zug auf der einen Seite etwas größer wäre, als an dem andern Hebelsarm.



Eine zweite Anordnung ist die mit einem Hebel dessen beide Enden die Walzen der Achsen fassen und dessen Mitte an einer Blattfeder angehängt ist, die dann den Rahmen trägt. Die Bedingungen des Gleichgewichts sind auch hier wieder leicht einzusehen. Diese Anordnung ist nicht so zweckmäßig, da der obere Balancier wegen der großen Last, in Länge eingemessen werden muß.

3.



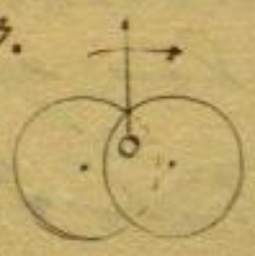
Bei der dritten Anordnung trägt eine Blattfeder, an welcher der Rahmen aufgehängt ist, die Axe eines Balanciers dessen beide Enden nun die Walzen fassen. Auch diese Anordnung ist weniger zweckmäßig als die erste, wegen des großen Hebels.

Was die Umsetzung der Wärmeschieber betrifft, so geschieht dieses durch Excentrics. Wenn nun jede Maschine zwei auf der Triebachse aufgestellt sind, für zur Umsetzung für's Vorwärts und für Rückwärtsfahren. Die Stellungen der Excentra für 1 Maschine beim Vor- und Rückwärtsfahren, sind in Fig. 1 und 2 angedeutet, jedoch für ohne Vorausstellung der Schieber vorausgesetzt. Es stehen für 1 Maschine die Excentra wie in Fig. 3 und für die andere Maschine, gegen die erste um 90° gedreht, also wie Fig. 4 dies andeutet.

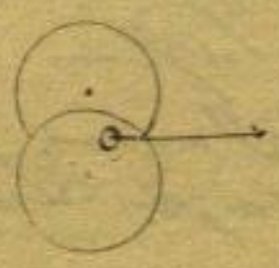
1.

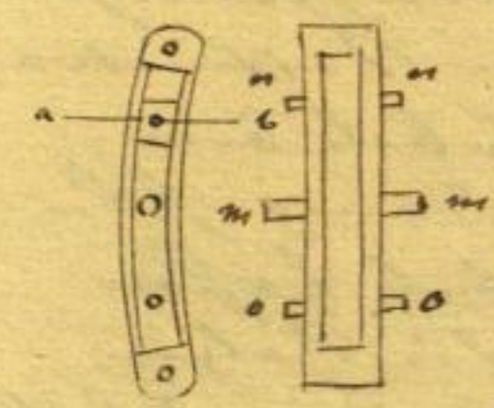
2.

3.



4.





Damit nun beim Zurückstoßen das eine Excentrik außer und das andere in Thätigkeit kommt hat Stephenson folgende ganz einfache Vorrichtung angegeben. Es greifen nämlich die 2 Excentra, eines bei m und das andere bei oo eine Schraubenfeder an, Zasse genannt, welche sich immer um m um dreht, und das aber bald hervor, bald hinein gedrückt werden kann, durch einen Hebel an Locomotive. In diesem Gleitstück läuft ein runder Schraubenklötzchen welches durch einen drehbaren Bolzen mit der Schiebstange, die in ihrer verticalen Lage unverändert ist, verbunden ist. Greift nun zb. bei n das Excentrik zum vorwärts fahren ein so steht die Zasse so, daß sich zwischen n und der Schiebstangenkopf sich befindet, so ist leicht einzusehen daß der Schieber dieselbe Bewegung, wie die Excentrikstange mit machen muß, daß Excentrik zum Rückfahren aber leer mitläuft. Hebt das Klötzchen bei m so steht die Maschine still, es hilft kein Dampf mehr. Hebt das Klötzchen zwischen o i o so fährt die Locomotive rückwärts. Stephenson gab diesen sehr einfachen u einfachen Vorschlag anfangs für mein Expansionsapparat aus, da man leicht einsieht daß bei einem zwischen Nullg der Klötzchen zw. n u m der Schieber eine mehr geöffnet wird, als auch mehr Dampf ein läßt, allein man u begnügt sich es abzusolaisch, daß es doch kein eigentlicher Expansionsapparat ist. Die jetzigen Expansionsvorrichtungen haben es vorzüglich Schieber.

Solche Expansionsmaschinen bei Locomotiven haben folgende große Vortheile vor den ohne Expansion arb: Locom: nämlich.

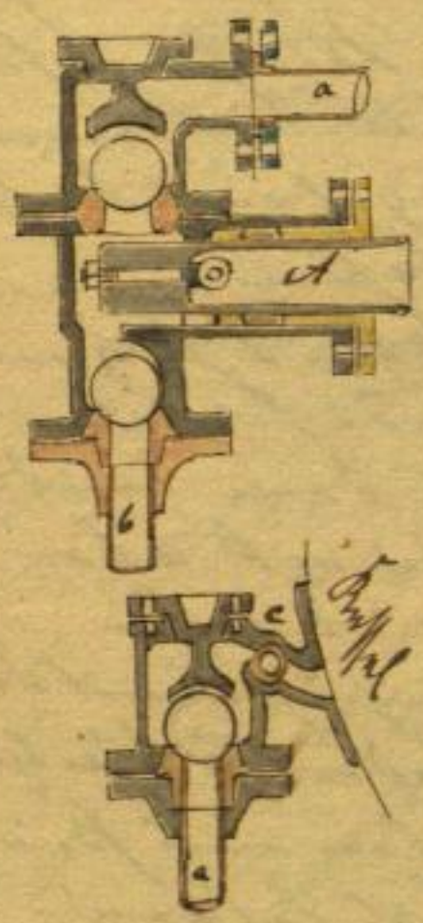
1. daß man viel mehrere Gegenden hinter dem Kolben hat

2. daß man mit Maschine gr. ä. th Lasten gleichvortheilhaft fortschleppen kann. Denn beim ersten Fall hat man vortheilhafte Last

in unnothwendiger Dampfbenützung, im zweiten Fall sehr nothwendige " " " und nothwendig große Reibung.

3. Daß man den Kraft momentan anwenden kann. Beim Langsamfahren läßt man viel Dampf hinein u. es geschieht mehrig, beim Abfahren im gehest.

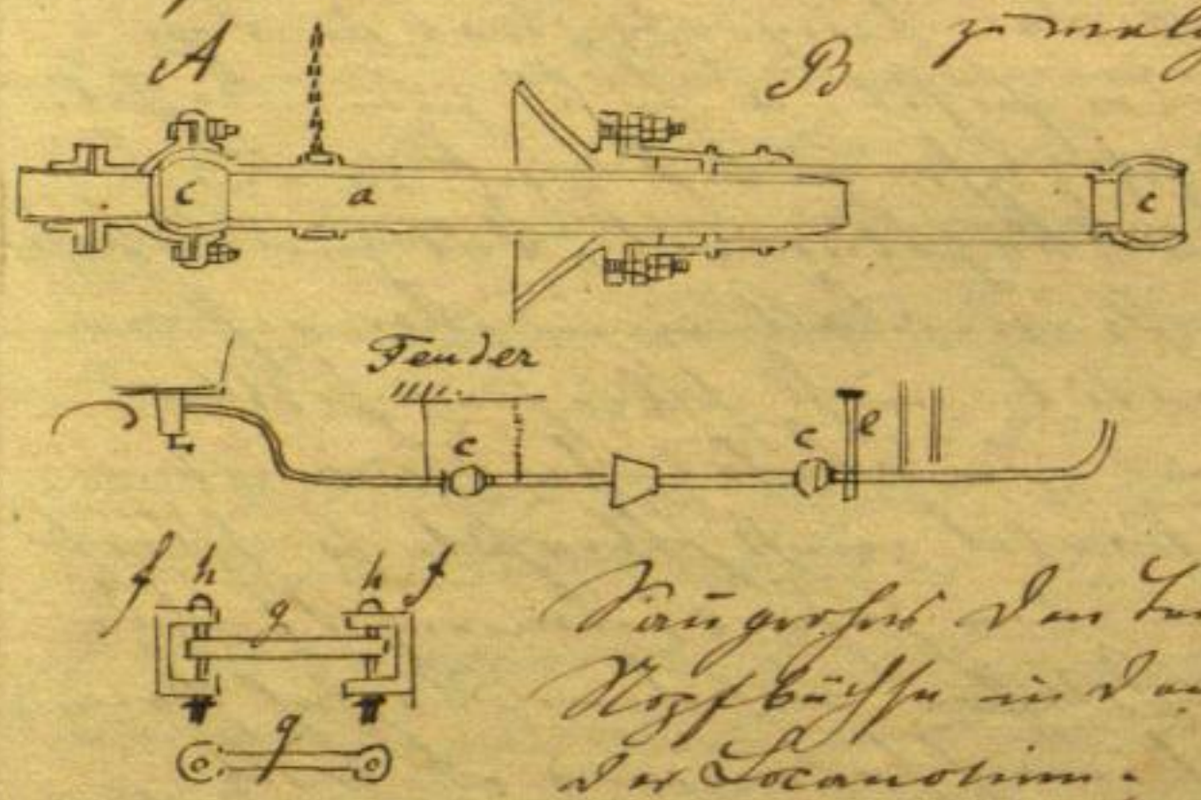
4. Daß die Expansionsvorrichtung den Zug selbst regulirt. Arbeitet man mit größter Kraft, so braucht man viel Zieg, dann ist aber auch größer Gegendr. der Dampfes, der dann gleich fast bis zum Schlaberoff hinaus. Arbeitet man mit größer Expansion, so hat man wenig Gegendruck, der Dampf hält langsam aus dem Schlaberoff aus fast wenig an. – Die Speisung des Kessels mit Wasser aus dem Tender geschieht durch Pumpen, die von dem Centrum der Achse bewegt werden. Die stehende Zeichnung ist eine solche Pumpenvorrichtung. Der Taucherkolben A wird immer an einem Hebel durch die Pumpenstange gehebt. Die Ventile sind Kugelventile. b. ist das Saugrohr, was in den Tender führt, a führt zum Kessel, jedoch vorher zuerst noch an ein Druckkugelventil, das zur Sicherheit da ist, im Fall einer der ersten Ventile nicht schließen sollte



Nicht nur während der Fahrt der Locomotive sicheren, daß ein Ventil nicht schließt, so schließt er an einer Station den Hahn c, damit durch den Dampfdruck kein Wasser aus dem Kessel kann, es kann nun leicht nachsehen, wo es fehlt. Die Kugeln der Ventile werden durch Fallen vor zu weiten Öffnen geschützt, wodurch die harten Stöße vermieden werden.

Die Pumpen dienen nun dazu, um Wasser in den Kessel zu bringen. Nun muß aber auch bei zu hohem Wasserstand, der Wasserlauf wieder zurück in den Tender gelassen werden können, was einfach durch Öffnen

mit Hahnen geschieht, der sich an einer Röhre, die von einem unter Wasser stehenden Theil des Kessels zum Tender führt, befindet. Der Druck des Dampfes drückt das Wasser hinaus. Nun kann es aber auch mitunter leicht vorkommen, besonders bei langen Fahrten an einer Station, daß man zu viel Dampf im Kessel hat, den man nicht verlieren will; In solchen Fällen läßt man den Dampf durch Öffnen eines Hahnes an einer von Dampfraum des Kessels zum Tender führenden Röhre, in den Tender, wodselbst er das Wasser erwärmt, so daß hier a. Wärme noch benützt wird. Da man bei dieser Einrichtung, wie man leicht einsieht nur während der Fahrt Wasser in den Kesselzinger kann, so hat man auch für die Fälle extra Wasserhahnen angebracht, so daß auch bei Halten der Locom. Wasser gefördert werden kann. Allein bei Anhalten an einer Station kann man ja bei Wassermangel im Kessel die Locom. allein hinüberfahren lassen, u. auf diese Weise die Zinger in Thätigkeit setzen, daß diese zweiten Wasserhahnen unnöthig werden. Die Zinger liefern das Wasser aus dem Tender,



zu welchem Zweck aber natürlich die Zingröhre mit dem Tender in Verbindung stehen muß, was durch folgende Vorrichtung geschieht. a das Ende der Zingrohres des Tenders geht in eine Stopfbüchse in dem Ende des Zingrohres der Locomotive. cc die sogenannten Muffen sind kugelige Schalen, damit sich die äußeren Rohre leicht drehen und beim Zusammenschieben des Tenders mit Locomotive leicht sich in einander schieben lassen. d ist eine Hahn um das Wasser im Tender völlig abzuschließen. e Röhre um das Wasser aus der Locomotive in den Tender zurück zu lassen.

Außer dieser Rohrverbindung, eine 3 zoll. Kessel u. Tender noch eine zweite Verbindung stattfinden, damit der Tender von der Locom. fortgezogen wird, aber auch leicht wieder abspringt wird am Tamm. Die geschieht einfach dadurch, und an vor an Tender u. Locom. Wie Kette ist eine mehre durch Bolzen b ein Kettenstück g befestigt wird am Tamm. Wird nun Bolzen b entfernt, so ist die Verbindung aufgehoben.

Das Wasserfaß groß das vom Tender zur Locom. führt ist noch in der Regel mit Werk, Sand oder überzogen mit schlechten Wärme leitern um gebe, damit keine Wärme nach außen verloren geht. Die äußern Tender ~~Tender~~ A u. B der Wagen sind von Messing und müssen wegen ihrer Leichtigkeit, durch Kitten u. Nägel an A u. Tender u. das Locom. angefügt werden.

Ueber die Führung u. Behandlung der Locomotive.

Wir haben hier zu fragen.
Was der Locomotivführer zu thun hat.

1. Auf reine Station
2. Zur Vorbereitung der Fahrt.
3. Beim Beginn u. während der Fahrt
4. Während der Fahrt auf kl. Stationen

Um die Locomotive vollkommen zur Fahrt vorbereitet u. wir wollen vorerst sehen was der Locomotivführer beim Beginn und während der Fahrt zu thun einer Station zu thun hat. Eine solche Locomotive wird so geordnet sein, daß alle Wärme ist man nichts stehen

2. Alles gut geölt ist
3. Normaler d. adwat höhere Wasserstand im Kessel ist
4. Gehörige Dampfspannung um die respect. Last fortzuschaffen, vorhanden ist.
5. Daß der Tender gehörig Coaks u. Wasser enthält, u. zwar letzteres womöglich destillirtes.

Ist der Tender an die Wagen angehängt, so stellt der Führer die ganze Maschine ab.

Muß der Zug noch lang stehen, so muß er sehen, ob noch genug Wasser ist, ob die Dampfspannung nicht zu groß wird etc. Ist das wasser nach der Fahrt zu wenig Wasser im Kessel, so ist der Führer gezwungen die Locomotive abermals abzuschließen und etwas hin zu fahren, im Falle, daß kein extra Zumpumpwagen vorhanden ist; Wird die Dampfspannung zu groß so macht er einen Hahn auf, es läßt Dampf in den Tender, welcher dann das Wasser weiter erhitzt.

Ist alles in der Reihe, so es soll abgefahren werden, so gibt die Schaffner das Zeichen. Der Führer öffnet nochmal nach dem Regulator, nachdem er alles zum Abfahren gestellt hat. Hat der Dampf nun im Cylinder nun genug, so fängt die Locomotive an sich zu bewegen, es geht fort der Locomotiv führer, so weit gesetzt, daß die Achse gerade zu horizontal ist, nicht mehr zu hin die Locomotive fährt im Stetomate fort.

Läßt man bergab, so wird die Gloc rohröffnung geschlossen, das Gloc rohr fängt sich an. Der sich jetzt noch entwickelnde Dampf wird aufgeschreibt, damit man bei einer Steigung genug Dampf hat. Kommt die Steigung, so nennt man die Gloc rohröffnung, das Feuer wird stark angeblasen, die Maschine entwickelt viel Kraft. Kommt es nun vor, daß die Räder glitschen und der Zug nicht fortfahren, so ist der Grund gewöhnlich in der zu glatten Bahn zu suchen, denn wir müssen voraussetzen, daß die Schienen genugsam gesandet sind. In solchen Fällen bleibt nichts übrig, als den Treibrädern Sand vorzustreuen, deßhalb haben alle Stationen insbesondere die Bahnzusammenhänge großen Sandbüchsen, an denen Röhren bis vor die Treibräder sich befinden. Durch Öffnen einer Schraube streut man Sand vor die Räder.

Es kommt nun aber auch vor, daß der Regulator nicht mehr gut schließt. In solchen Fällen wird man man sich durch kurzhaltiger Leute helfen können

bis man den Fehler wegnehmen kann.
Tritt der Fall ein, daß eine Maschine unbrauchbar wird, daß etwa ein Kolben los wird von ihrer Stange, in welchem Fall gewöhnlich der Cylinder zerschlagen wird, so muß Schnell als möglich angehalten werden, die ganze Maschine wird demontirt & man fährt dann mit der andern.
Sollte es vorkommen, daß sich eine Locomotive unterwegs bei einem Geleise in entgegengesetzter Richtung, so muß man auch sich mühen alles aufgeboten werden um schnell als möglich anzuhalten. um besonders zu bremsen, denn der Gegendampf gibt nicht mit auf. So sei z.B. C die Geschwindigkeit der Locomotive mit Zug. G das ganze Gewicht. K der Gegendr. im Kolben, & wir suchen t die Zeit, wie lange nach der Zug stillstehen wird, so hat man, für den Augenblick der Anhaltens $0 = C - g.\frac{K}{G}.t$ od. $t = \frac{CG}{gK} = \frac{10.200}{10.2} = 100''$ $= 1'.40''$. Also noch sehr lang.

Prüfung der Locomotive.

Es ist gut die Kessel nicht blos sogleich nach der Anfertigung, sondern auch in bestimmten Jahren zu prüfen. Letzteres wird durch Prüfung mit Dampfdruck od. durch Hydrostatischen mit kaltem Wasser ausgeführt. Der Kessel wird dann mit einem Druck geprüft, der $\frac{1}{4}$ mal größer ist als der, bei dem er arbeiten muß. Geschieht es mit Dampf, so werden die Kessel 9 Atmosph. ausgesetzt. Wird Kaltwasser angewendet, so prüft man für mind. 12 Atmosphären.
Ein Theil des Ventil wird hierbei ganz geschlossen & der andere mit der entsprechenden Last belastet. Zeigen sich bei dieser Probe kleine Mängel, so läßt man sie zu verbessern, zeigen sich größere Fehler, so wird die Locom. als bedürftig einer Reparatur unterworfen.
Die Dampfprobe hat den Nachtheil, daß man dabei an den entlegensten Stellen, an der Feuerbüchse nachsehen muß, da Feuer darin brennt.

Hoch daher diese Probe gewöhnlich gut ausfallen. Da man noch überdies vorzüglich den Kessel zu untersuchen. Wie man es daher besser Wasserprobe an, wobei man leicht in die Feuerbüchse gelangen ~~ex~~, alle Risse u. Löcher leicht entdecken kann, zu welchem Zweck aber natürlich die ganze Feuerbüchse ~~leicht~~ rein gefegt werden muß, damit man jede Blasing Löcher leicht erkennt.

Man nimmt dazu eine Lunge u. die Blasinstrumente, mit welchen man, an der Luftzufuhr Blasebalg, u. wird den Klang hört, ob das Metall noch gesund ist.

Wir verlassen nun diesen Gegenstand, u. gehen über zu den

Dampfschiffmaschinen

Die wesentlichsten Bestandtheile eines Dampfschiffes sind: 1. das Schiff selbst

2. die Maschine "

3. der Heizapparat

Am Schiff kann man 3 Haupttheile das Vorder Mittel u. Hinterschiff vor.

Das hintere Theil des Schiffes heißt Hinterstem

Der vordere " " " " Vorderstem

Der untere Theil der ein getauchten Schiffes heißt Kiel. Die Linie, welche die Schiffe nach, wenn sie durch eine vertikale Ebene geschnitten wird nennen man Hauptlinie genannt.

Die Bedingungen die die Dampfschiffe entsprechen muß, sind:

1. daß das Schiff nicht untersinkt.
2. daß dasselbe nicht durch eingeblasen überhängt sein
aufrechte Stellung nicht bedeutend verläßt
3. daß es seinen möglichst geraden Weg erfolgt
ungehindert.
4. daß das Schiff seiner ganzen Länge nach gleichförmig
5. daß es sich leicht lenken läßt
6. daß es sich gerade nach seiner Längenrichtung
bewegt u. nicht seitwärts (seinem Abtrieb geht)
und 7. soll das Schiff den erforderlichen Raum
darbieten.

Die erste Bedingung wird erfüllt, wenn das

Gewicht des ganzen Schiffes mit Kanonen 36. $\frac{1}{2}$ so groß ist, als das Gewicht des Wassers, von gleichem Volumen des Schiffes.

Der zweiten Bedingung wird dadurch genügt, daß man das Schiff mit größt möglicher Stabilität schwimmen läßt, was dadurch erreicht wird, daß man den untern Schiffsraum mit Ballast gewöhnlich mit Sand ausfüllt.

Das Abtrifft gehen wird hauptsächlich durch den Kiel beseitigt, in dem derselbe dem Fortrücken seinen großen Widerstand entgegensetzt.

Es auffallend zu sehen, wovon es eigentlich bei der Form eines Schiffs abkommt, damit es den geringst möglichen Widerstand im Wasser findet, nehmen wir einmal die Flachform eines Schiffs, ein Floß. Da an, so sehen wir leicht daß bei schnelle Bewegung des Schiffes vor ein Wasserhügel u. hinter ein Wasserthal entstehen wird. Auch wird ein solches Schiff hinter sich eine markirte Wasserlinie von Wellen lassen. Nun wer begreift jetzt leicht, daß alle Kraft, die nöthig war um diese Wellen, den Wasserhügel zu erzeugen für den Effect des Schiffes verloren ist, denn sie bringt zu keinem Nutzen heraus. Es kommt also darauf an das Schiff so zu bauen, daß die Wassertheilchen nur langsam u. allmählig aus einander gedrängt werden u. ebenso so langsam als möglich wieder zu sammen gehen, so daß sie hinter ihm alle Gefahren. Schwimmen dennen treffen. Ein solches Schiff wird dann auch keine Furchen hinter lassen. Auch ist ein solches Schiff denkbar, das gar keinen Widerstand durch diesen Umstand erleidet, so daß bei einem solchen Schiff nur noch der Widerstand durch Wasserreibung an den Wänden desselben zu beachten wäre, welche mit den Quadrat der Geschwindigkeit zunimmt.

Dieser ab. Widerstand ist daher annähernd $K.O.U^2$ in Kil. ausgedrückt. Der Coefficient K ist bei langen Schiffen verhältnißmäßig größer, was aber natürlich ist, da mit der Länge des Schiffes ja auch die Reibung abhängt. Redtenbacher hat folgende Formel für K aufgestellt

$$K = 1{,}41 + 0{,}105 \frac{L}{B}\left(2 + \frac{1}{2}\frac{B}{T}\right)$$

Der Widerstand den ein 2 Fuß tiefes Schiff dem Wasser entgegensetzt oder der durch den mittl. Stoß mit einer Geschw. $V-U$ auf das Wasser ausübt ist.

$K.O.(V-U)^2$ ist nun aber natürlich gleich

$K O U^2 = K O (V-U)^2$ od. $\frac{V}{U} = 1 + \sqrt{\frac{KO}{KO}}$ (c für den Kraftcoeff. K hat Redtenbacher $K = 125$ gefunden. Die Kraft welche die Dampfspannung dabei repräsentirt

ist $K O U^2 . V = 75 N$ daraus $\frac{K}{75} . O U^3 \left(\frac{V}{U}\right) = N$

Seite 240 hat Redtenbacher nun 15 Praktische Verhältnisse zum Erbauen neuer Schiff aufgestellt. Die Schlußfolgerungen aus den obigen Rechnungen geben, Schlußreihen auch aus der Erfahrung gegriffen sind.

Redtenbacher schreibt hier als Lehrsatz hin, daß alle Schiffe, die für einen Zweck gebraucht werden sollen, geometrisch ähnlich gemacht werden können und daß man einen ersten Schiffsform wählen soll.

Demnach.

6 für den Zweck	1	Schiffe	II	Schiffe.
sich nothwendig	1		8	
Zeichnung	1		2	
O	1		4	

Machen wir nun das Verhältniß so so ist

auch $N = 1$ ——— 4 also nöthig

ebenso O ... 1 ... 4 ebenfalls nöthig

Man hat also nur ein gutes bewährtes Modellschiff für einen Zweck nöthig, damit man alle andern Schiffe zu demselben Zweck genau ähnlich machen kann.

Zur Nebung nehmen wir die folgenden Daten

Je größer man ein Schiff macht, desto besser effekt leistet dasselbe d.h. desto geringere Kraft braucht man um die Tonne Last mit einer gewissen Geschwindigkeit fortzuschaffen.

Macht ich die linearen Dimensionen eines Schiffes x mal so groß, so wird ~~so ist ~~ x^3 mal so groß während die Kraft die ich nöthig habe um das größere Schiff ~~so~~ mit derselben Geschwindigkeit fortzubewegen nur x^2 mal so groß.

Sind die linearen Dimensionen eines Schiffes doppelt so groß als die eines zweiten, so sind zur Bewegung des großen Schiffes, dessen Tragfähigkeit 8 mal so groß ist, als die des kleinen, nur 4 mal so viel Pferdekräfte nöthig. — Da die Geschwindigkeit der Radboote bei allen Maschinen ziemlich die gleiche sein soll, die linearen Dimensionen der Maschinen aber ebenfalls gleichmäßig vergrößert werden sollen, so macht natürlich die Maschine des 2mal größeren Schiffes nur halb so viel Umdrehungen als die des kleinen. Da die Ruderräder aber ebenfalls 2mal so groß ausfallen so ist bei halber Umdrehungszahl die Umfangsgeschwindigkeit derselben die gleiche, folglich auch die Geschwindigkeit des Schiffes.

Man sieht, daß es für den Kohlenverbrauch resp. Kraftaufwand sehr vortheilhaft ist große Schiffe zu machen.

Nicht die Reibung der Schiffswand am Wasser wächst auch mit der Ausdehnung nach allen Richtungen hin —

Beispiel. Es soll ein grosser Rheinschiff gebaut werden. Dessen Tauchung = 1 m sei.

Dann wird $B = 0{,}18 \cdot T = 6^m$ Breite des Schiffes.

$L = 9 \cdot B = 54^m$ Länge " "

$H = 0{,}5\, B = 3^m$ Höhe " "

$O = BT = 6^{\square m}$. Eingetauchte Rinnfläche.

$N = 13{,}7 \cdot 6 = 82{,}2$ Pferdekräfte.

$D = 0{,}73\, B = 4{,}38$ Durchmesser eines Rades

$b = 0{,}37\, B = 2{,}22$ Länge einer Schaufel.

$a = \ldots\ldots 0{,}44$ Höhe einer Schaufel.

$l = 3{,}37 = 14$ Schaufeln

Ist Gegeben für ein gemachtes Schiff.

Tauchung $\ldots\ldots\ldots 1^m$

$H = \ldots\ldots\ldots 3^m$.

Daraus erhalten wir $B = \frac{1}{0{,}19} = 5^m$.

" " $L = 9 \cdot 5 = 45^m$

$BT = O = \ldots\ldots 5^{\square m}$

$\frac{v}{u} = \ldots\ldots\ldots 1{,}41$

$K = 1{,}41 + 0{,}105 \cdot 7{,}4 \left(2 + \frac{1}{2} \cdot 5\right) = 4{,}83.$

$N = \frac{4{,}83}{75} \cdot 5 \cdot 37 \cdot 1{,}41 \ldots\ldots = 12$ Pferde.

Dann haben wir, da

$$\left(\frac{v}{u} - 1\right)^2 = \frac{K}{k} \cdot \frac{O}{o}$$

$$o = \frac{\frac{K}{k} \cdot O}{\left(\frac{v}{u} - 1\right)^2} = \frac{\frac{4{,}83}{125} \cdot 5}{(0{,}44)^2} = 4{,}2^{\square m}.$$

Es soll ein grosser Rheinschiff für $N = 1000$ Pf construirt werden.

Dann wird. $O = \frac{N}{6{,}25} = 160^{\square m}$.

$\frac{T}{B} = 0{,}4$ daher $B \cdot 0{,}4\, B = 160$ oder $B^2 = \frac{160}{0{,}4} = 400$

oder $B = \ldots\ldots 20^m$.

$T = \ldots\ldots 8^m$.

$L = \ldots\ldots 120^m$.

$D = 0{,}73\, B \ldots = 14{,}6^m$

Die Schnelle für dieses Schiff.

$$u = \sqrt[3]{\frac{75 N}{K O \left(\frac{v}{u}\right)}} \qquad K = 1{,}41 + 0{,}105 \cdot 6 \left(12 + \frac{1}{2} \cdot \frac{1}{0{,}4}\right) = 9$$

daraus $u = \sqrt[3]{109} = 4{,}7^m$.

Nehmen wir zum Beispiel auf 1000 Pferde 2 Labeurge 4 Brüige zum vorhanden Raum ist, und

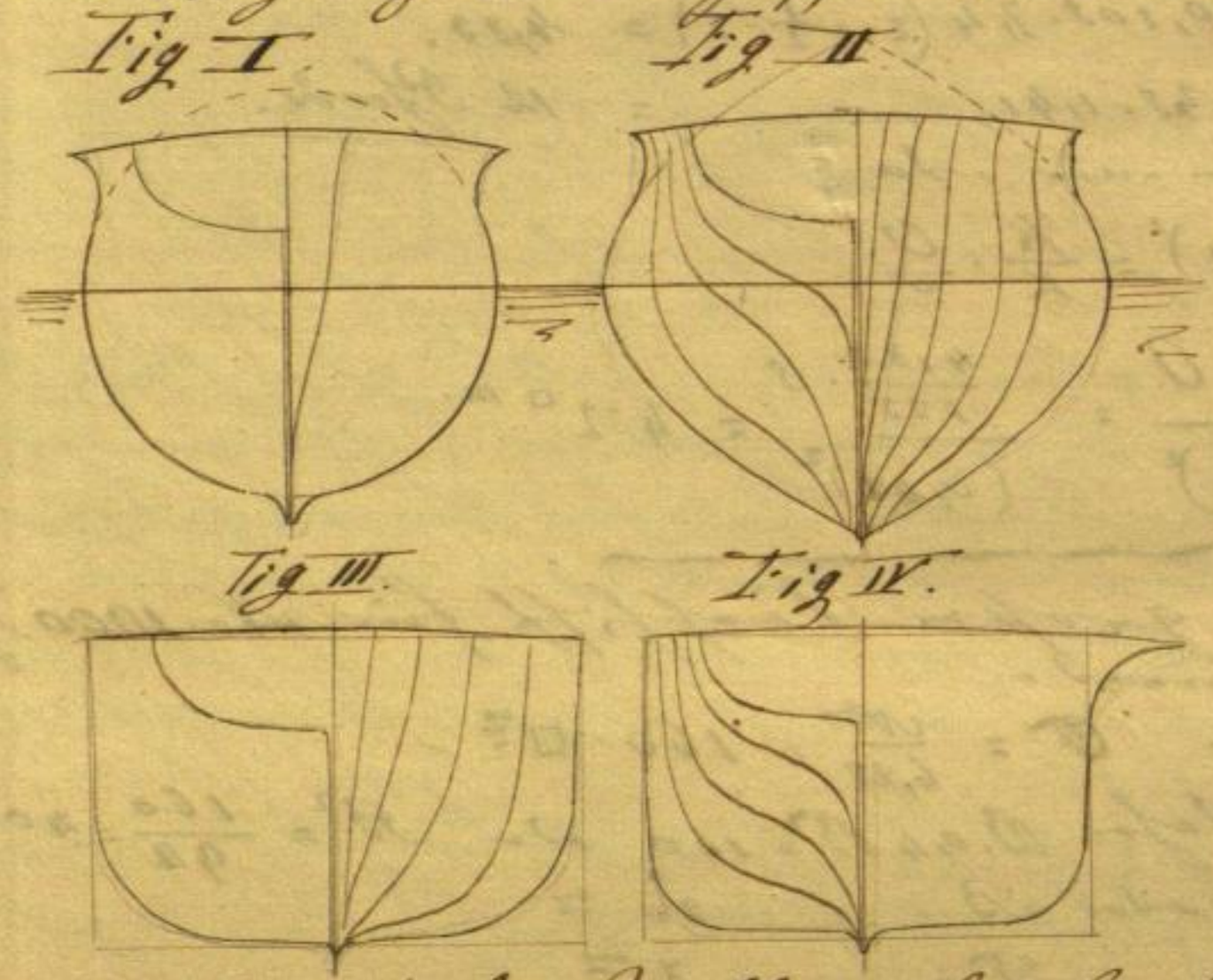
$$75\,N = K\,O\,u^3$$

also $u = \sqrt[3]{\frac{75\,N}{K\,O}} = \sqrt[3]{\frac{150}{3.160}} = 9{,}68.$

Form der Schiffe.

Rationelle Regeln, die von einer bestimmten generellen Theorie hergeleitet wären, bestehen über den Schiffbau nicht. Und hat besonders Rousel in neuerer Zeit mit gutem Erfolg bei einem Vortrag die alten empirischen Regeln über die Construction der Querschnittsformen u. Wasserlinien und in dem Werk von Duhamel aus dem vorigen Jahrhundert, zusammengestellt. —

Die ganz alten Schiffe baute man wie Fig I

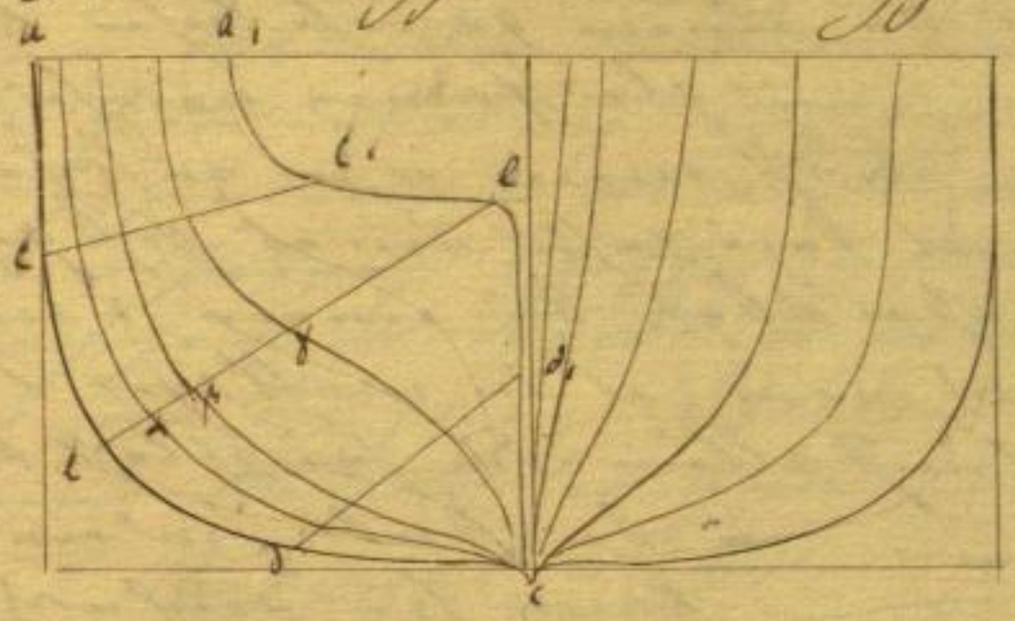


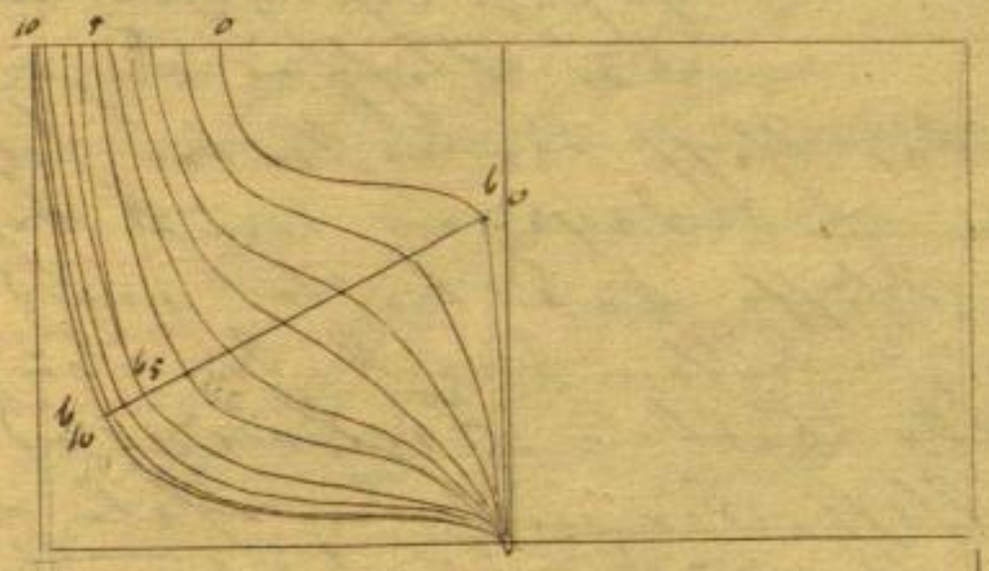
aus einem Kreisbogen und setzte noch oben die Planken abweichungen an. Etwas spätere setzten nach Querschnittsform aus 2 Parabelbogen zusammen wie II.

Die aber form der Spitzen spitzwinklich zu den Punkt die Wellen abzuleiten vom Vordeck. Allein diese Form kann besonders für Meerschiffe gefährlich werden, da sie den Wellen einen guten Angriff gewährt.

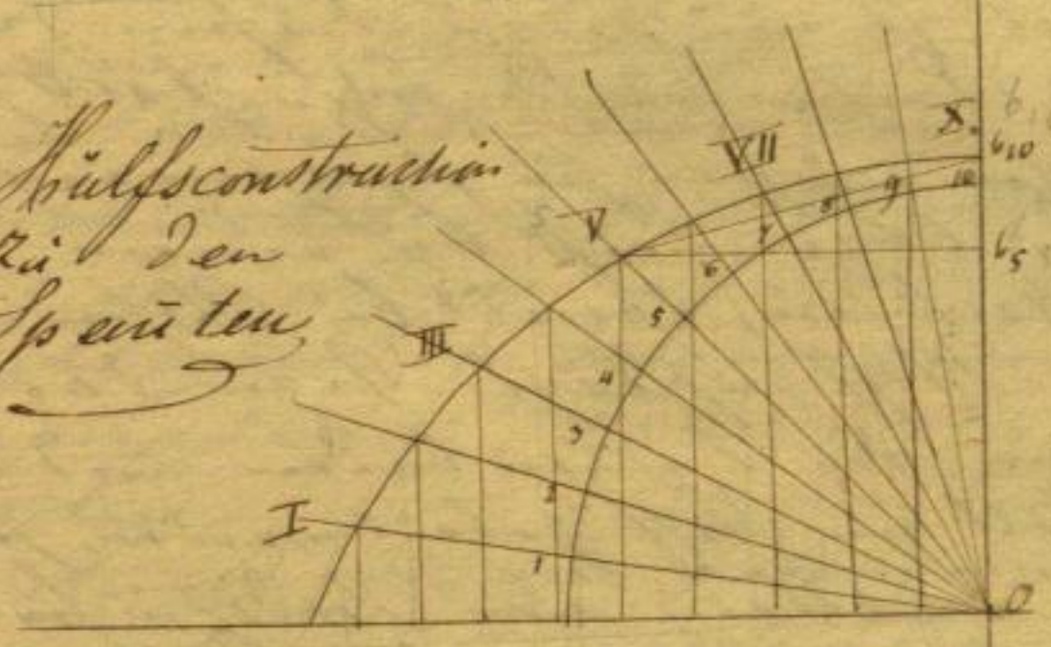
Flußschiffe, die nicht so tief tauchen dürfen, gab man Form III od. 4. Viele besonders Dampfschiffe haben aber noch einen Ausbug wie Fig IV., was eine Verge. des Vordecks zum Zweck

Hinterschiff. Vorderschiff.





Hülfsconstruction zu den Spanten

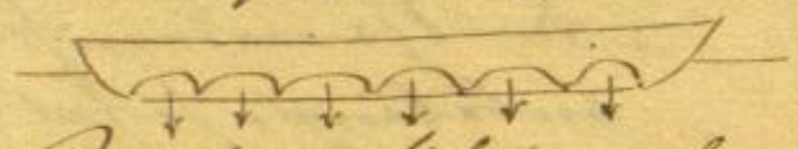


hat. ad m nicht auch Wellen ablenkt. Was die Lastung der Spantenrisse anbelangt, so hat man hier verschiedene Schwierigkeiten. Man nehme zuerst a c i d l' den Spritzte Bordes in gleichviele Theile wie breit zu 2 Fuß ausmachende Theile Vergl. e l' und d Spritzte nie so, daß ed : dß : ßf : fe = 1:2:3:4, oder nach Regel gibt aber keine gute Form wenn halte man andere Relationen wählt. In neuer aber heißt wird nun folgende einzige Regel angewendet. Man nimmt den äußern innern u. mittleren Spritzten nach an zieht nie ab an Linien gt b_{10} b_0 Nun zieht man dieselben in gerade Reihen getheilt hat Radien. Nun theile man b_{10} b_0 von O aus ~~an~~ 6 und ebenso b_0 b_5 zieht von b_5 eine # mit Bo bis zu Os schneidet nun zieht man auf b_{10} O eine Mittelgeld der Bogen, der durch b_{10} u 5 geht u zieht dann diesen Bogen. Nun den durchschnittspunkten O I II III etc zieht man ∥ b_{10} O und trägt diese Linien 12, II 2. etc der Reihe nach von b_0 auf b_0 b_{10} auf. Ebenso macht man es mit den andern Linien, u verbindet die resultanten Punkte durch stetig krumme Linien so bald an diese die Gerade Linien; diese Regel liefert sehr schöne u gute Formen.

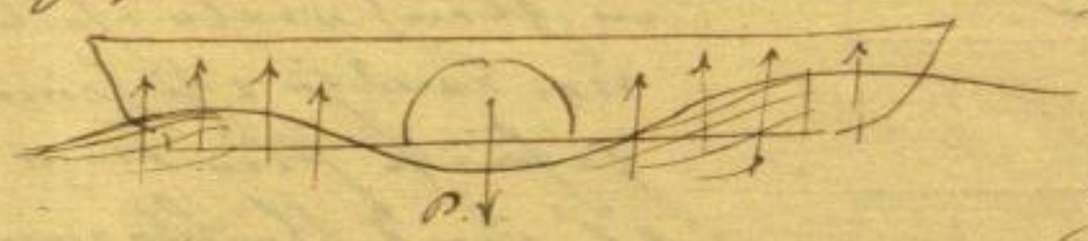
sich einen Quadranten theilt formale Theile als man die in zieht Die ich die Theilgeld. nun b_{10} b_0 von O aus ~~an~~ 6 und ebenso b_0 b_5 zieht von b_5 eine # mit Bo bis zu Os schneidet nun zieht man auf b_{10} O eine Mittelgeld der Bogen, der durch b_{10} u 5 geht u zieht dann diesen Bogen. Nun den durchschnittspunkten O I II III etc zieht man ∥ b_{10} O und trägt diese Linien 12, II 2. etc der Reihe nach von b_0 auf b_0 b_{10} auf. Ebenso macht man es mit den andern Linien, u verbindet die resultanten Punkte durch stetig krumme Linien so bald an diese die Gerade Linien; diese Regel liefert sehr schöne u gute Formen.

Bau der Schiffe.

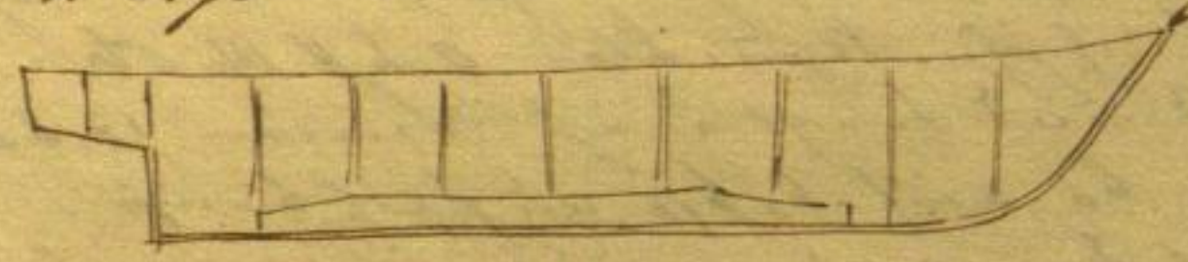
Man sieht leicht, daß bei einem gewöhnlichen Schiff mit gleichförmig verteilter Last, wenn es in ruhigem



Wasser fährt nicht mit dazu gehört um es fest genug zu bauen. Anders ist es aber, bei einem Dampfschiff und besonders wenn man es in wolligem Meer geht. Hier ist nämlich nicht allein die Freigelegenheit der Mitte, sondern es kann sich auch eine gefährliche hohle Wellig der Schiffes dazu



kommen, so daß das Schiff das Lastrohr fehlen der Mitte zu brechen. und dagegen muß besonders bei dem Bau der Schiff gearbeitet werden. Man legt gewöhnlich zu diesem Zweck der Länge des Schiffes nach starke Balken, Kielschwelle od. Carlingues. in das Schiff, die mit der Schale fest verschraubt werden. Es müssen zu diesem Zweck aber besonders die Seitenwände hoch u. stark sein. Gegen das Überbiegen müssen sie zusammengehängt werden. Die Rippen müssen bei einem Schiff besonders stark sein, damit bei Stößen nicht sogleich das ganze Schiff zerschlägt. Gegen das Rennen der Seitenbalken und die Verdrehung. Soll ein Schiff gebaut werden, so conscht ist man sich vor allem den Vorder- u. Hinterstamm nebst Kiellinie daran werden die Querschnitte angezeichnet (von Mittelbrücken.) Diese Querschnitte wird nun mit dünnen Blechverschalung versehen und das Verdreht und Schlingen hergestellt. Der Kiel wird durch die Rippenreihen verstärkt. Ist in neuer Zeit aber noch ein Schiff gebaut werden, so nehmen wir hier auch bei die Details der einzelnen vor.



Der Schiffsboden besteht entweder aus einer Reihe od. mehreren Lagen aus einzelnen

einzelnen Gebalken. Im Falle eine Reihe nicht genügt, so werden 2 zusammen gemacht wie folgende Figuren zeigen. Der Vorderstamm besteht

Dupuy de Lôme erhielt im Juni 1842 die Mission von der franz: Marine nach England zu gehen um dort die Construction der eisernen Schiffe zu studiren. Nach seiner Rückkehr publicirte er im Auftrag derselben Marine seine Untersuchungen in einem:

Rapport sur les Batiments en fer par M. Dupuy de Lôme sous ingénieur de la marine

einem Quart-Heft Text und einem großen Atlas Zeichnungen. Der Rapport ist in zwei Theile getheilt und behandelt im ersten die Vergleichung von Holz und Eisenschiffen in Hinsicht auf Solidität, Leichtigkeit, Eigenschaften auf dem Meere und im Kampfe, Leichtigkeit der Frequenz und Reparaturen, Dauer und Kosten. — im zweiten Theile werden die nöthigen Angaben zur materiellen Construction der Schiffe, sowie Analysen über jedes einzelne Detail mit Zeichnung gegeben.

Historische Notiz über den Gebrauch von Eisenschiffen in England.

Die engl: Ingenieure verfehlen den Ursprung der kais: Schiffe in das Jahr 1805. und zwar zum Gebrauch der Schiffahrt in Canälen, wozu man sie jetzt noch allgemein anwendet, und viele trifft, die

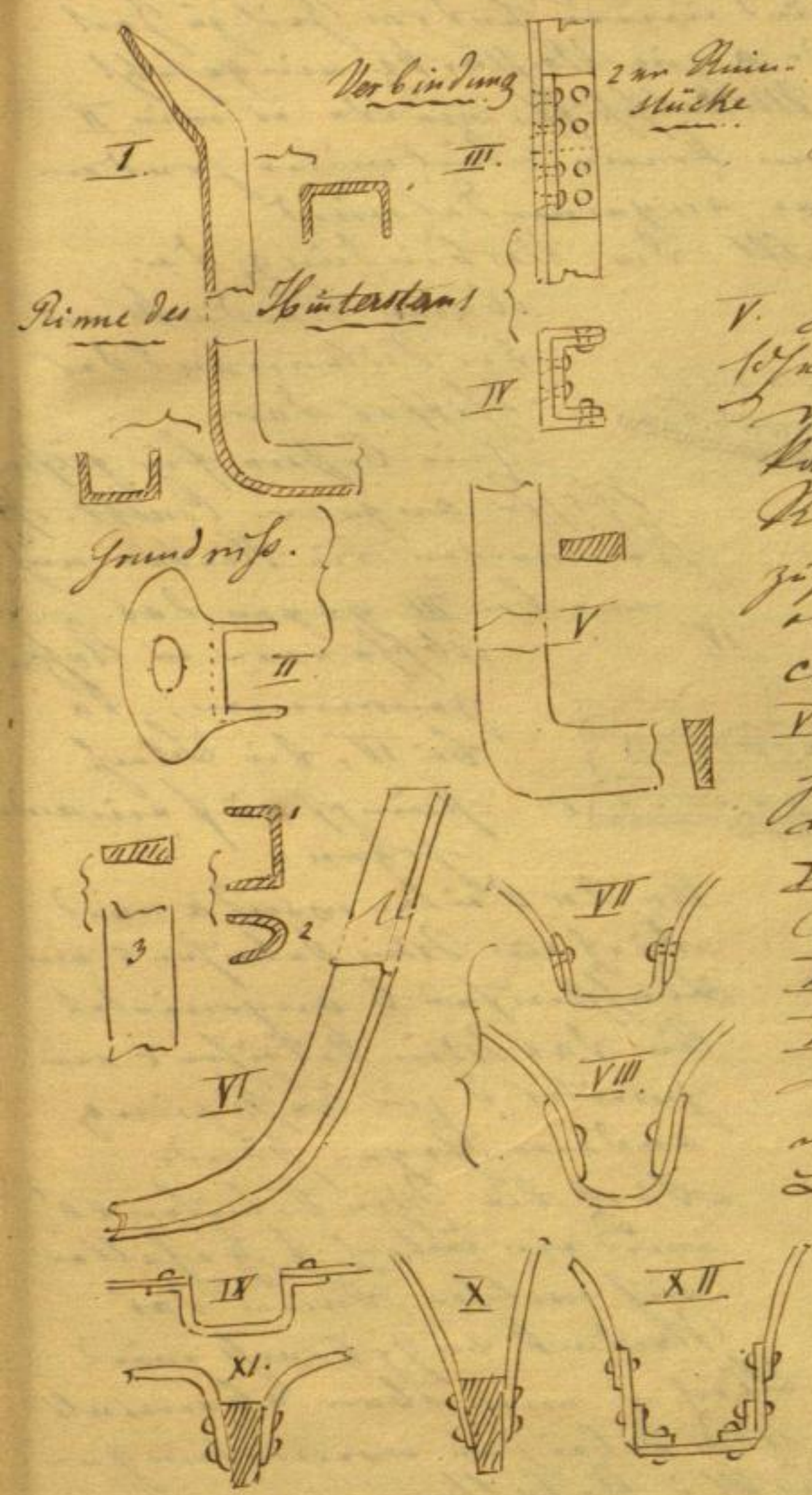
seit 20 Jahren ununterbrochenen Dienst noch sehr gut erhalten sind. — Das erste eisernen Schiff worauf man eine Dampfmaschine montirte, wurde 1821 zu Horsley gebaut von einer Gesellschaft: M. M. Manby and Napier. Das Schiff hatte den Namen Aaron-Manby, und lief ~~auf~~ von London, ~~Havre~~ wo es montirt wurde nach Havre und Paris. Cavé zu Paris, die Compagnie des bâtiments à vapeur du Shannon, M. M. Pawett et Preston, M. Laird M. Ditchburn, und andere folgten diesen Beispielen und Fairbairn und Ditchburn sind jetzt die fruchtbarsten der Dampfboote.

Die Versuche der Eisenschiffe für Meergebrauch gingen nur langsam vorwärts. Die Störung der Magnetnadel durch das Eisen, sowie viele bedeutende Einwendungen, das Rosten des Eisens durch das Salzwasser etc. verursachten die Anwendung als Meerschiffe. ~~Im Jahre 1833~~ Es wurden aber Versuche gemacht mit paqueboats für die Küsten. Das Resultat war gut, und anno 1838 unternahm das erste Schiff the Iron-Lidet von 200 tonnen, die Reise nach dem Norden. Das Schiff wurde in Liverpool von M. M. Jackson, Gordon et Co gebaut und machte 3 mal die Route von Liverpool nach America mit ~~Vieh~~ Baumwolle.

M. Laird baut jetzt viele Meerschiffe; Von 1833–1842 wurden 44 eisi-

Schiffe in seiner Werfte
in Liverpool gefertigt
von Stärke von 20 bis 180
Pferde Kraft.
M. Wilson baute bald in
Werkstätte die Kreisel zu diesem
Zweck ein gerichtet wurde,
und construirte Schiffe in sehr
großem Maßstabe bis 820 Rf.
Auch in Glasgow wurden
bis 1842, 5 große Schiffe von
100 bis 390 Rf. und viele
~~Rheinfl~~ Flußboote gebaut, und
jetzt ist der schnelle Schiffbau
eine ganz große eigene
Industrie geworden.
Die Gesellschaft der Great-Western
baute das größte bis jetzt
in der Marine erschienene Schiff
„The great Britain"
mit 1280 Pferdekr.

abnehmbar mit meder aus Rinnen od. Leisten
r Hinterstern Fig I. ~~Vorderstern~~ aus
einer Rinne



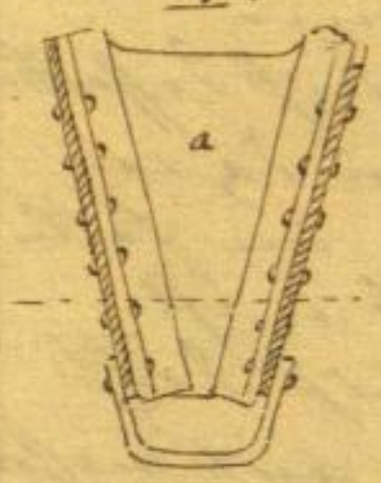
II. Grundriss desselben.
III. Verbindg zur Rinnstücke im falle einer nicht nicht.
IV. Grundriss durch
V. Hinterstern aus massiv schwabaren.
Der Vorderstern VI. kann entweder aus Rinnen od. besser 2 zusammen gesetzt sein od er auch wie 5 aus conisch. Leisten.
VII Kielrinne aus Hintersteven nebst Platten
angend. od. wie VIII.
IX. Kielrinne in der Mitte des Schiffes.
X. Kielbalken vorn
XI " " in der Mitte
Der Kiel kann auch wie XII aus einzelnen Blechtafeln durch Winkeleisen zusammen genietet werden.
Ist der Kiel aus Blech so wird er aus massiven Stücken wie III zusammen genietet. Leisten und Leiste sp.

können diese wie (13) zusammen genietet werden.

Fig XIV zeigt im b die Vernietung der Querspanten, die aus Winkeleisen bestehen, mit der Kielrinne und der Verstärkung des Schiffes.
a für das Vorder, b für das Mittelschiff.
Ein solides u besseres Mittel, die besonders für

großen Schiffen angewendet wird ist Fig I.

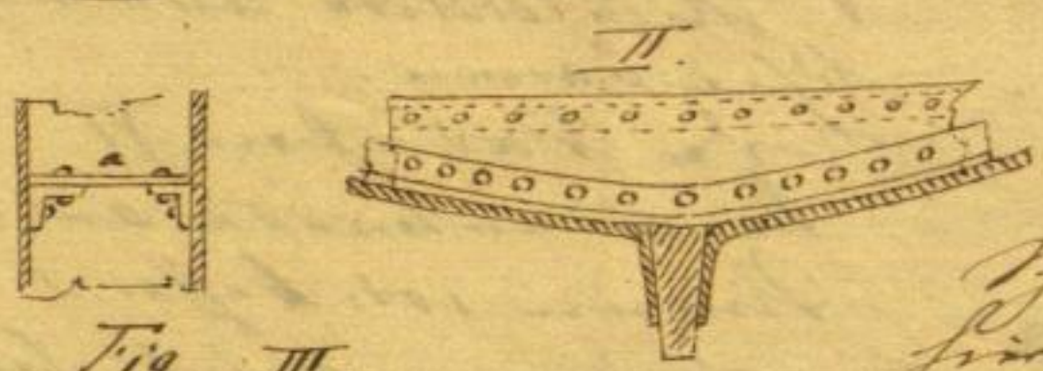
I.



Die Kielrinne fehlt hier die Seitenwände aber, und immer sind von Zeit zu Zeit Blechränder a zur Verstärkung eingesetzt. Für das Mittelschiff, würde es wie II sein, wenn keine Kielrinne sondern eine Lenze angewendet wird.

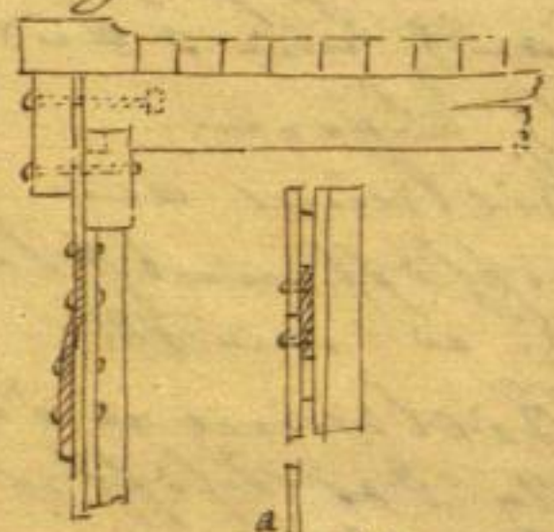
Fig III stellt die Verbindung der abnehmbaren Wrendecke mit der Seitenwand des Schiffes dar.

II.

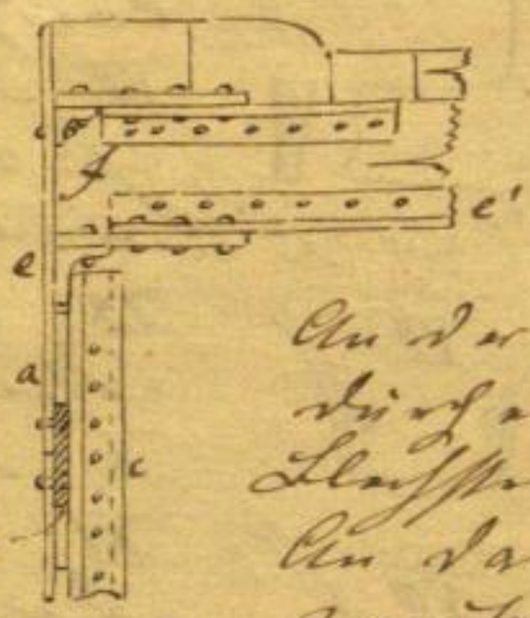


Eine besser für größere Schiffe aus guter Constr. ist hier werden die Winkeln wie bei III gegen das Abschrauben in Anspruch genommen, da bei IV, die Blechstreifen auf Zug aus sein müssen.

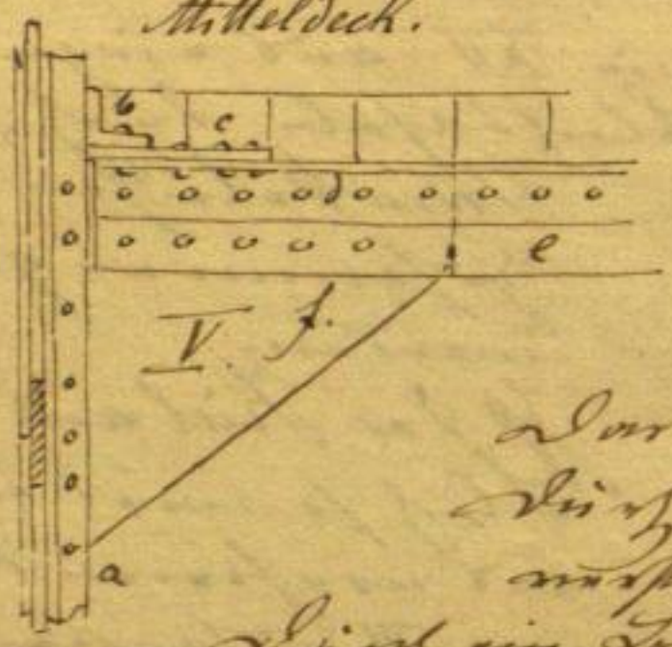
Fig III



IV



Mitteldeck.



V. f.

An der Seitenwand a wird durch ein Winkeleisen c ein Blechstreifen b angenietet. An das Winkeleisen c ein Zweites d zur Befestigung andrer Gegenstände. Durch die Winkeleisen cc' wird ein Blech f gehalten auf welches dann das Wrendeck angebracht wird. Das Blech f wird aber abermals durch Winkeleisen nunmehr in gute Stärke gehalten.

Durch ein Blechstreifen m werden die Stringer aufeinander stehenden Seiten blech zusammengenietet.

Fig V zeigt die Luftrinne der Mitteldecks. Die Seitenblech sind abermals stringer angeschrieben. An das Winkeleisen a ist ein andres in der 90° angenietet, welches ein drittes b trägt, an welches nun eine Eisenplatte und ein Winkeleisen d angenietet, welches Lagern wie der den Lagerbalken aus einem hohen Bleche bestehend trägt. Das Ganze ist noch einfach um durch ein Blech f ausgesteift